

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2024

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Ответственные редакторы: *Д. В. Канский, А. С. Поварехо*

Редакционно-рецензионная коллегия:

зам. декана автотракторного факультета БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *К. В. Буйкус* (отв. редактор);

доц. кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *Д. В. Клоков*;

зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ,

д-р техн. наук, профессор *В. П. Бойков*;

зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *А. С. Гурский*;

зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ,

д-р экон. наук, профессор *Р. Б. Ивуть*;

доц. кафедры «Автомобили» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *Г. А. Дыко*;

зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *М. П. Ивандиков*;

доц. каф. «Тракторы», канд. техн. наук, доцент *А. С. Поварехо*;

доц. кафедры «Транспортные системы и технологии» БНТУ,

канд. техн. наук, доцент *С. В. Богданович*;

зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного
профиля» БНТУ, канд. техн. наук, доцент *В. А. Коваль*

Сборник составлен на основе представленных авторами результатов научных исследований в рамках хозяйственных договоров, ГПНИ, ГНТП, НИР ППС второй половины дня, а также отобранных редакционной коллегией материалов лучших докладов МНПК «Инновации в автомобилестроении», состоявшейся на автотракторном факультете БНТУ 04–07 июня 2024 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

ISBN 978-985-31-0131-7 (Т. 1)

ISBN 978-985-31-0130-0

© Белорусский национальный
технический университет, 2024

**КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ,
ПРОИЗВОДСТВО И ДИЗАЙН ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

УДК 378.1:631

**РАЗРАБОТКА РУКОВОДСТВА ПО ЭФФЕКТИВНОЙ
ОРГАНИЗАЦИИ ИНТЕГРАЦИИ СОТРУДНИЧЕСТВА
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕГИОНА**

DEVELOPMENT OF GUIDELINES FOR THE EFFECTIVE
ORGANIZATION OF THE INTEGRATION OF COOPERATION
BETWEEN HIGHER EDUCATION AND THE AUTOMOTIVE
INDUSTRY IN THE REGION

Давидова Д. Т., Шокирова С., Алматаев Т. О., Косимов И. С.,
Андижанский институт экономики и строительства,
Андижанский машиностроительный институт, Узбекистан
D. Davidova, S. Shokirova, T. Almataev, I. Kosimov,
Andijan Institute of Economics and Construction,
Andijan Machine-Building Institute, Uzbekistan

Рассмотрены вопросы интеграции образования и производства, разработана руководства по эффективной организации интеграции сотрудничества высшего образования и промышленности региона. Указано, что в обязательном порядке должны присутствовать предприятия отраслевых драйверов экономики региона. Даже при отсутствии гарантий трудоустройства относительно этой группы выпускников, у них будет высокая гарантия попасть на работу в другие аналогичные предприятия отрасли.

The issues of integration of education and production are considered, guidelines for the effective organization of integration of cooperation between higher education and industry in the region are developed. It is indicated that enterprises of the sectoral drivers of the region's economy must necessarily be present. Even if there are no job guarantees for this group of graduates, they will have a high guarantee of getting a job at other similar enterprises in the industry.

Ключевые слова: интеграция, образования, производства, руководства, сотрудничества промышленность.

Keywords: integration, education, production, leadership, industry cooperation.

ВВЕДЕНИЕ

Узбекистан в настоящий период активно реализует политику повышения уровня конкурентоспособности страны на основе технического и технологического прорыва в отраслях реального сектора экономики. Лидирующую роль в этом процессе должно играть машиностроение, развитие которого является символом индустриального прогресса страны. Учитывая опыт передовых и экономически развитых стран, надо наращивать машиностроительную промышленность, данное решение обеспечит техническое перевооружение всей промышленности каждые 10 лет.

ИНТЕГРАЦИИ СОТРУДНИЧЕСТВА ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УЗБЕКИСТАНА

В экономически-развитых странах доля машиностроительной промышленности составляет от 30 до 50 % общего объема выпуска промышленной продукции, через государственную компания «Узавтосаноат» уже локализован ряд мировых брендов в различных сегментах, включая легковые автомобили и LCV (General Motors), грузовики (MAN, ISUZU) и автобусы (ISUZU) [1, 2].

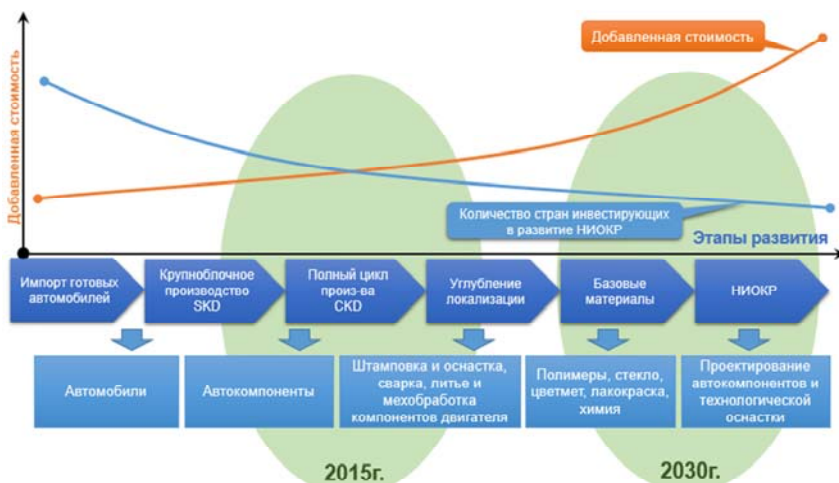


Рисунок 1– Стратегия развития автомобильной промышленности Узбекистана до 2030 года [3]

Интеграция образования, науки и производства, совместное использование потенциала образовательных, научных и производственных организаций строится на взаимных интересах и отвечает стратегическим целям всех участников данного процесса, в первую очередь, в сфере подготовки и повышении квалификации кадров, а также организации совместных исследований и внедрении инновационных технологий [4, 5].

Взаимодействие университетов, бизнеса и власти породило различные механизмы и формы сотрудничества. В зарубежной литературе имеется множество статей, посвящённых изучению подобного рода механизмов, в основе которых лежит модель тройной спирали (напр. Lui, Huang, 2018; Vasco et al., 2021). Анализ европейского опыта взаимодействия университетов и бизнес-сообщества приведен в (Седунов, Седунова, 2011). Интеграционные процессы имеют широкий спектр различных направлений деятельности и проявляются в самых разнообразных формах. Разработка и реализация стратегии взаимовыгодного сотрудничества предприятий и вузов выступает важнейшей предпосылкой успешной деятельности обеих сторон. Стратегическое партнерство дает возможность: повысить качество образовательного процесса в вузе, создать принципиально новые условия для научно-исследовательской и учебно-методической работы преподавателей и учащихся, увеличить объемы НИР (научно-исследовательская работа) и доходов, получаемых от реализации образовательных программ дополнительного профессионального образования, в том числе корпоративных.

Специализация подготовки студентов под нужды конкретного предприятия может осуществляться разными способами. Традиционный подход состоит в создании в самом ВУЗе специализированного учебно-производственного центра, ориентированного на специфику работы на предприятии-партнере.

Экспертная группа выделила 3 основных шага.

Первый шаг: необходимо осуществлять профориентацию для школьников относительно профессий АндМИ, необходимых для будущей работы на АО «UzAuto Motors», а также в дальнейшем организовать факультеты довузовской подготовки, которые в свою очередь готовят школьников к поступлению в университет;

Второй шаг: в АндМИ необходимо организовать учебный процесс с участием «UzAuto Motors». Для этого на территории универ-

ситета рекомендуется смонтировать оборудование, полностью идентичное тому, что используется на самом заводе. Оборудование на территории университета будет использоваться, во-первых, для обучения студентов, а, во-вторых, для изготовления ими и сотрудниками АндМИ деталей, необходимых для производства конечных изделий «UzAuto Motors». Соответственно в учебном процессе участвуют сотрудники завода и преподаватели университета. Для студентов последних курсов направления «Машиностроения» рекомендуется организовать теоретические и практические занятия с учетом специфики работы завода. Обучение будущей профессии происходит как на самом заводе, так и в учебном центре вуза. Это позволит выпускникам АндМИ прийти на работу в «UzAuto Motors» не новичками, а уже готовыми специалистами.

Третий шаг: в вузе рекомендуется организовать специальные классы для переподготовки специалистов необходимых для «UzAuto Motors». В данном случае университет будет брать на себя дополнительную опцию по подготовке кадров по рабочим специальностям. Данная модель также будет соответствовать плану вуза по интеграции с промышленными предприятиями. Специализированные центры на площадке вузов будут особенно эффективны, когда они примут форму технопарков для многих предприятий-партнеров. Это направление интеграции производства и обучения является достаточно перспективным и будет продолжать развиваться [6–9].

Экспертная группа в ходе форсайт-исследования рекомендовала новый метод интеграции вуза с промышленностью. В данном случае предполагается пересмотр учебных программ в соответствии с моделью «2+2+2», т. е. создание двухлетних общих (базовых, фундаментальных) и двухлетних специализированных (практико-ориентированных) программ для бакалавриата и создание двухлетних продвинутых (узкопрофильных) программ для магистратуры.

В данном случае подразумевается, что в новой модели преподавательский состав должен быть разделен на несколько качественно разных групп работников. Первая должна состоять из кадровых (кафедральных) сотрудников вуза, которые будут вести традиционные (базовые) дисциплины в течение первых двух лет обучения студентов бакалавриата. Данная группа преподавателей должна очень хорошо владеть содержанием преподаваемого материала и обладать педагогическими и методическими навыками для повы-

шения качества подачи учебного материала. Научные требования к данным работникам могут быть минимальными. Вторая группа преподавателей должна состоять из преподавателей-практиков, которые способны конкретизировать базовые знания применительно к определенной специальности на определенных местах прохождения студентами практики. Для этой группы кадров научные требования могут быть невысокими при условии солидного практического опыта работы по соответствующей специальности. Эти преподаватели призваны обеспечить специализированное обучение студентов в течение последних двух лет бакалавриата. Эти же лица должны курировать прохождение студентами практики, как внутри вуза, так и за его пределами на заводах «UzAuto Motors». Третья группа преподавателей должна обеспечить обучение студентов в магистратуре, для чего они должны соответствовать высоким научным стандартам или обладать высокими практико-ориентированными компетенциями.

В данном случае главным элементом должно стать тотальное введение базовых кафедр, а все выпускные работы должны готовиться и защищаться только на них с непременным участием представителей «UzAuto Motors». Внутриуниверситетские кафедры могут заниматься выпускниками бакалавриата и магистратуры только при условии наличия в их арсенале реального производства или научных центров с соответствующим технологическим оснащением. Собственная база вузов в виде технопарков или других форм интеграции образования с промышленностью позволяет готовить специалистов с учетом реальных научно-производственных технологий.

Как было сказано выше, гарантия трудоустройства выпускника вуза после успешного окончания, будет главной мотивацией получения высшего образования. В связи с этим университеты должны переходить преимущественно на целевое обучение, которое изначально гарантирует трудоустройство студенту. При этом необходимо стремиться, чтобы «UzAuto Motors» по возможности участвовал в процессе организации практики и стажировки студента. Помимо этого, работа базовых кафедр в разных формах позволит если не всем, то значительной части выпускников трудоустроиться в «UzAuto Motors», причем этот «приз» будет порождать разумную конкуренцию среди студентов с соответствующим ростом качества подготовки выпускников.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Среди базовых кафедр в обязательном порядке должны присутствовать предприятия отраслевых драйверов экономики региона. Даже при отсутствии гарантий трудоустройства относительно этой группы выпускников, у них будет высокая гарантия попасть на работу в другие аналогичные предприятия отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. UZA.UZ. Стратегия по переходу на «зеленую» экономику: цели и задачи //Веб-сайт Национального информационного агентства Узбекистана : [сайт]. – URL: <http://uza.uz/ru/society/strategiya-porekholdu-na-zelenuyu-ekonomiku-tseli-izadach> 08-11-2019, 08.11.2019 (дата обращения: 02.04.2024).

2. Приложение № 1 к Постановлению Президента Республики Узбекистан от 4 октября 2019 года № ПП-4477.

3. [Сайт]. – URL: <http://uzavtosanoat.uz/struktura-i-strategiya-razvitiya-kompanii.html> (дата обращения: 15.03.2024).

4. Алматаев, Т. О. К вопросу синергетической интеграции образования, науки и производства в Узбекистане / Т. О. Алматаев, И. Сайдалиев, И. Қосимов. // Scientific discussion. – 2019. – Vol 1, № 36. – С. 20–23.

5. Алматаев, Т. О. Опыт синергетической интеграции науки, образования и производства Андижанского машиностроительного института / Т. О. Алматаев, Н. Каримходжаев, О. Турсунов // Сб. науч. труд. МНПК «Тенденции, перспективы и инновационные подходы развития химической науки, производства и образования в условиях глобализации». – Алмата, 2021. – С.11–15.

6. Капский, Д. В. Проблемы подготовки современных инженерных кадров в условиях «цифровизации» / Д. В. Капский // Управление устойчивым развитием. – 2022. – № 5 (42). – С. 87–91.

7. Особенности организации и обеспечения образовательного процесса в БНТУ: традиции и инновации / Г. А. Вершина [и др.] // Вышэйшая школа: навукова-метадычны і публіцыстычны часопіс. – 2020. – № 5(139). – С. 16–19.

8. Капский, Д. В. Методология подготовки специалистов по транспортному планированию: проблемы и вызовы / Д. В. Капский // XIV Всероссийская мультиконференция по проблемам управления МКУУ-2021 : Материалы XIV мультиконференции в 4 томах,

Дивноморское, Геленджик, 27 сентября – 02 октября 2021 года. Том 4. – Ростов-на-Дону – Таганрог : Южный федеральный университет, 2021. – С. 42–44.

9. Капский, Д. В. Совершенствование организационной структуры УВО, осуществляющего подготовку по транспорту и транспортной деятельности, в рамках «университет 4.0» / Д. В. Капский // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. В 2-х томах, Минск, 25–28 мая 2021 года. Том 2. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2021. – С. 145–156.

Представлено 10.05.2024

**МОДЕЛИРОВАНИЕ АДАПТИВНОГО
КРУИЗ-КОНТРОЛЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**MODELING OF ADAPTIVE CRUISE CONTROL ON ELECTRIC
VEHICLE**

**Нгуен Куок Чьеу¹, Ле Ван Нгиа¹, Чан Чонг Дат¹,
Дам Хоанг Фук¹, Хо Хью Хай¹,**

**Харитончик С. В.², д-р техн. наук, проф.,
Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.,**

¹Группа «Автомобили», Факультет Транспорта
и Преобразования Энергии, Институт Механики,
Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам
²Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

**Nguyen Quoc Trieu¹, Le Van Nghia¹, Tran Trong Dat¹,
Dam Hoang Phuc¹, Ho Huu Hai¹,**

**S. Kharytonchyk², Doctor of technical Sciences, Prof.,
V. Kusyak², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,**

¹Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam
²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Современным трендом в мировом автомобилестроении является оснащение транспортных средств, и в первую очередь электромобилей, высокотехнологичными интеллектуальными системами помощи водителю для обеспечения безопасности дорожного движения и повышения энергоэффективности в процессе эксплуатации. Одной из таких систем является адаптивная система автоматического поддержания скорости или, так называемый, адаптивный круиз-контроль (АКК), который автономно контролирует заданную водителем скорость движения и поддерживает безопасное расстояние до впереди идущего транспортного средства. В статье рассматривается моделирование системы АКК переднеприводного легкового электромобиля VFe34 с использованием на

программном уровне субмодели контроллера превентивного управления (ПУ-контроллер). Динамическая модель электромобиля, представленная дифференциальными уравнениями, выступает в качестве объекта управления для виртуального контроллера АКК. На основе заранее заданного безопасного и фактического расстояния до впереди идущего автомобиля, желаемой и текущей линейной скорости транспортного средства ПУ-контроллер рассчитывает параметры управления для системы АКК, которая в свою очередь, взаимодействуя с электронными блоками управления тяговым электроприводом и антиблокировочной системой тормозов, формирует управляющие воздействия на модуляторы АБС или инвертор асинхронного электродвигателя привода ведущих колес. Обработка алгоритма управления скоростным режимом электромобиля с учетом фактического расстояния до впереди идущего автомобиля осуществлялась на виртуальном маршруте, имитирующем сценарий движения по типовой скоростной автомагистрали. Результаты исследования подтверждают высокую эффективность системы АКК при управлении автомобилем в автономном режиме, обеспечивающей заданные водителем скоростные параметры движения и соблюдение правил дорожной безопасности.

The modern trend in the global automotive industry is to equip vehicles, and primarily an electric vehicles (EVs), with Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) to ensure traffic safety and enhance energy efficiency during operation. One notable system among these is the Adaptive Cruise Control (ACC), which autonomously controls the vehicle's speed set by the driver and maintains a safe distance from the preceding vehicle. This paper focuses on modeling the ACC system of front-wheel drive passenger electric vehicle VFe34 with using the Model Predictive Controller (MPC) at the software level. The EV's dynamic model, represented by differential equations, is presented as the object for the virtual ACC controller. Based on the preset safe and actual distance to the vehicle in front, the driver desired and current vehicle velocity, the MPC controller calculates the control parameters for the ACC system, which in turn, interacting with the ECU of the electric traction drive and anti-lock brake system, generates control actions to ABS modulators or asynchronous electric motor inverter of the driving wheels. Control algorithm testing of the EV speed mode, taking into account the actual distance to the car in front, was carried out on a virtual route simulating a

driving scenario on a typical highway. The results demonstrate that the ACC system effectively controls in autonomous mode the host vehicle, adhering to driver desired parameters and road safety regulations.

Ключевые слова: *электромобиль, интеллектуальная система помощи водителю, адаптивный круиз-контроль, контроллер предвентивного управления, имитационное моделирование.*

Keywords: *electric vehicle, advanced driver assistance system, adaptive cruise control, model predictive controller, simulation.*

INTRODUCTION

Control techniques play an important role in the application of ACC systems to electric vehicles. In the study [1], a fractional step-reference adaptive controller in the ACC system on electric vehicles is introduced. On the other hand, Toroman et al. [2] used the PID-controller to build a model of the car ACC system. Meanwhile, Xu et al. [3] presented an adaptive cruise control strategy based on the Hierarchical Framework. However, a significant portion of ACC research using the MPC framework does not consider vehicle dynamics, which most influence on vehicle's energy efficiency. This paper addresses this gap by developing an MPC algorithm, focusing on the design of the control algorithm through the modeling of the control system. In establishing a simulation scenario on the highway, the behavior of the preceding vehicle is also delineated using a similar vehicle model, incorporating acceleration changes to enhance the realism of the scenario.

The first section of this paper focuses on building EV models, which include vehicle longitudinal dynamics submodels, electric motor submodels, wheel submodels, braking and driving models. Then applying the MPC, the second section builds the ACC model. Subsequently, simulation is conducted under highway conditions to explore the interdependencies among acceleration, velocity, and the gap between the host vehicle and the lead vehicle. The outcomes of these simulations form the basis for assessing the efficacy of the ACC system in electric vehicles and its practical suitability in real-world scenarios.

METHODOLOGY

The methodology employed in this research involves a simulation-based approach, wherein the model is segmented into three key components: ACC model, driving model, and longitudinal dynamics

model (fig. 1). The research object used in the article is the VFe34 electric vehicle.

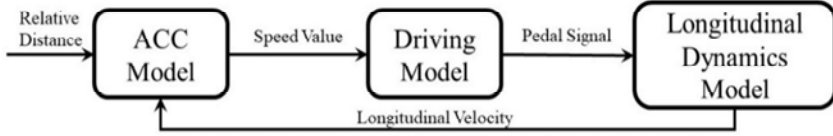


Figure 1 – Interaction diagram of EV's model key components

The study constructs a representation of the ACC model, integrating MPC methodology. This model is designed to regulate the vehicle's speed effectively and maintain a safe following distance from the lead vehicle.

The driving model links the ACC and longitudinal dynamics models, capturing the interplay between the control system and the vehicle's response. It incorporates the ACC input and transforms it into commands that govern the pedal's signals.

ELECTRIC VEHICLE MODELING

Based on prior research in electric vehicles [4, 5], the paper presents the methodology for constructing a dynamic model of a front-wheel-drive electric vehicle based on the vehicle's dynamic equations.

Vehicle Longitudinal Dynamics Submodel. From [4–5], the longitudinal dynamics of the vehicle is given by:

$$(m + m_e) \cdot \ddot{V} = (F_{xf} + F_{xr}) - (F_{rf} + F_{rr} + F_{r_air} + F_{hc}), \quad (1)$$

where

$$m_e = \frac{1}{r_{wh}^2} \left(J_{fwh} + J_{fd} + J_{gb} \cdot i_{fd}^2 + J_m \cdot u_{gb}^2 \cdot i_{fd}^2 \right). \quad (2)$$

The parameters represented in (1) and (2) are: m and m_e represent the vehicle mass and rotating parts mass refers to the wheel, F_{xf} and F_{xr} is the front wheels and rear wheels traction or brake force (fig. 2), F_{hc} is

the slope resistance with slope angle α , F_{rf} and F_{rr} are rolling resistance at front wheels and rear wheels respectively, F_{r_air} is aerodynamic drag. J_{fwh} is the inertia moment of the front wheel, J_{fd} is the inertia moment of the powertrain and the inertia moment of the rotating axle, J_{gb} is the inertia moment of the gearbox, J_m is the moment of inertia of the motor and u_{gb} is the total powertrain gear ratio.

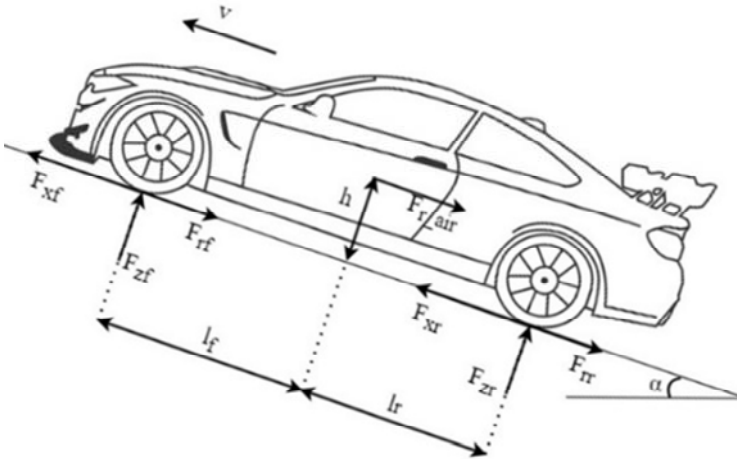


Figure 2 – Forces exerted on the vehicle

The other subsystems of the EV were followed by the references [6–7].

ADAPTIVE CRUISE CONTROL MODELING

Adaptive Cruise Control System (ACC). An ACC system is a methodical approach to automatically adjusting controllers in real time to maintain desired control performance levels when dynamic process model parameters are unknown or change over time [8]. Based on fig. 3, this paper considers two entities: the host vehicle equipped with an ACC system and the lead vehicle, which is the vehicle in the same lane positioned in front of the host vehicle, with the relative distance between them ($d_{relative}$).

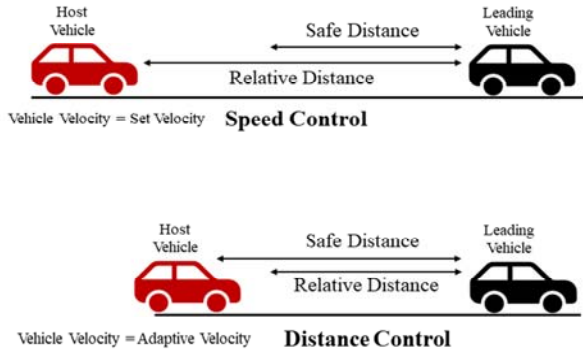


Figure 3 – Working principle diagram of ACC System

When the ACC system is activated, the driver sets the desired speed (v_{set}). Based on the $d_{relative}$ data, the ACC system operates in two modes as follows:

- speed Control Mode: the host vehicle travels at a constant speed v_{set} ;
- distance Control Mode: the host vehicle adjusts acceleration and deceleration to sustain a safe gap (d_{safe}) and relative velocity ($v_{relative}$) with the lead vehicle.

The ACC system automatically switches between these two modes based on the following conditions:

- if $d_{relative} \geq d_{safe}$, the speed control mode is activated. The control objective is to follow the driver-set velocity, $v_{host} = v_{set}$ with v_{host} the host vehicle velocity.
- if $d_{relative} < d_{safe}$, then the distance control mode is engaged. The control objective is to uphold the safe distance, $d_{relative} = d_{safe}$.

Model Predictive Control. Model Predictive Control operates by forecasting future system actions using a predictive model and the current system state at each sampling moment [9–11]. It employs a feedback scheme to optimize forecasting errors and corrects prediction model inaccuracies based on system output. By solving an online optimization problem, MPC determines an optimal control sequence, with the initial value applied to regulate the system. The process repeats as the control horizon advances. MPC is suitable for systems with multiple inputs, multiple outputs, and potential interactions, allowing constraints on in-

puts and outputs. Using the ACC system's longitudinal dynamics model [10], the predictive state can be calculated as follows:

$$\hat{X}_p \cdot (t+p|t) = \bar{C}_0 \cdot x(t) + \bar{C}_1 \cdot \bar{c} \cdot (t+c_h) + \bar{C}_2 \cdot \bar{a}_t \cdot (t+p) \quad (3)$$

$$\hat{Y}_p \cdot (t+p|t) = \bar{C}_3 \cdot x(t) + \bar{C}_5 \cdot \tilde{c}(t+c_h) + \bar{C}_6 \cdot \bar{a}_t(t+p) - \bar{C}_4 \quad (4)$$

where $\hat{X}_p \cdot (t+p|t)$ and $\hat{Y}_p \cdot (t+p|t)$ represents the predicted state and output vectors calculated at the time step t until the end of the prediction horizon p , c_h denotes the control horizon, $x(t)$ refers to the scaled state at the sampling moment t , the calculated control sequence denotes as $\tilde{c} \cdot (t+c_h)$, \bar{a}_t denotes the acceleration of the preceding vehicle of sampling moment $t-1$, but is measured at the current sampling moment t . The limitation of acceleration and deceleration control was 2 m/s^2 and -2 m/s^2 .

SIMULATION RESULTS

With the input variable being the acceleration of the lead vehicle (a_{lead}), constructed under the scenario of highway traffic with a cycle time of 80 seconds, this paper provides simulation results of the system based on the execution of the developed models. Overall, the graphs illustrate the stable operation of the ACC System, satisfying safety regulations regarding the distance between two vehicles while moving on the highway.

The speed of the vehicles in the simulation is around 60–90 km/h in highway conditions, so to ensure a safe following distance according to the Safety Distance Regulations [12], the driver needs to maintain a minimum distance of 35 meters with the frontal vehicle.

The relevant input parameters [13] used in the simulation model are listed in table 1.

When the speed of the lead vehicle surpasses the driver-set speed, the host vehicle transitions to the speed maintenance mode, as depicted in fig. 4. As the speed of the lead car decreases below the driver-set speed, the relative speed between the two vehicles remains less than 2 m/s, and the spacing error approaches 0 m, as illustrated in fig. 5 and fig. 6.

Table 1 – Input simulation parameters

Symbol	Value	Symbol	Value	Symbol	Value
m	1558 kg	J_m	0,01 kg.m ²	v_{set}	26 m/s
J_{fwh}	1,63 kg.m ²	u_{gb}	2,84	l_f	1,07 m
J_{fd}	0,07 kg.m ²	J_{gb}	0.0196 kg.m ²	l_r	1,54 m

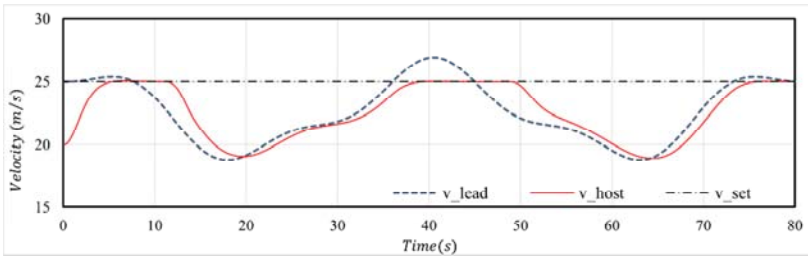


Figure 4 – Velocity graph of the investigated vehicles

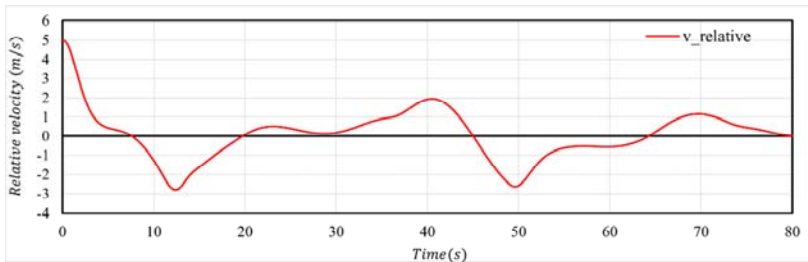


Figure 5 – Relative velocity of the two vehicles

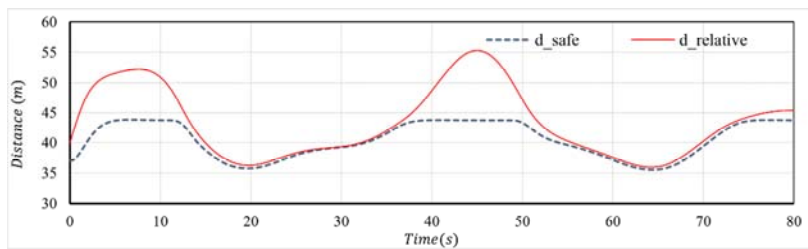


Figure 6 – Relative distance and safe distance between two vehicles

As shown in fig. 6, the relative distance between the two vehicles is consistently greater than the safe distance, ensuring the prevention of accidents while driving. Simulation results also demonstrate that the

control system ensures the host vehicle consistently adheres to the driver-set velocity.

CONCLUSION

This paper presents the modeling of an ACC model for electric vehicles using MPC. With an input speed range for the lead vehicle between 19 m/s and 27 m/s and an acceleration varying from -0.9 m/s^2 to 0.9 m/s^2 , simulation results under highway conditions demonstrate that the velocity and acceleration of the host vehicle consistently closely follow those of the lead vehicle. Simultaneously, the safe distance and the distance based on speed remain within the appropriate values as stipulated by regulations. The highway test scenario we have applied also demonstrates the effectiveness of the system in improving safety. Simulation results indicate that the system responds well to changes in driving conditions and it additionally demonstrates that the ACC system can reduce the number and impact of accidents by controlling the actual distance between vehicles.

REFERENCES

1. Balaska, H., Ladaci, L., Schulte, H., Djouambi, A.: Adaptive Cruise Control System for an Electric Vehicle using a Fractional Order Model Reference Adaptive Strategy. In Proc. of 15th International Federation of Automatic Control, Automation and Robotics (ICINCO), Porto, Por (2019).
2. Toroman, A., Vojić, S. Adaptive car control system based on a predictive model. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2021).
3. Xu, Y., Chu, L., Zhao, D., Chang, C. A Novel Adaptive Cruise Control Strategy for Electric Vehicles Based on a Hierarchical Framework. Machines (2021).
4. Nhan, L. T., Duc, D. V., Tiep, D. B., Phuc, H. D., Cong, T. N., Dat, N. T., Long, N. T., Duc, N. T. Research on Building An Electric Car Model. Student Forum 2021 – Sustainable Energy (2021).
5. Nghia, L. V., Phuc, D. H., Nhan, L. T., Duc, D. V., Huy, P. Q. Research the effects of operation parameters on energy consumption of electric vehicles. Vietnam Mechanical Engineering Journal, ISSN 2815 - 5505 (2022).

6. Young-Kyoun, K., R. Se-Hyun, and J. In-Soung.: Reduction design of cogging torque of BLDC motor for EPS application in 2010 14-th Biennial IEEE Conference on Electromagnetic Field Computation (CEFC) (2010).

7. Nghia, L. V., Phuc, D. H., Hoan, N. T., Kharytonchyk, S. V., Kussyak V. A.: Research of Regenerative Braking Strategy for Electric Vehicles. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 66 (2), 105–123 (2023).

8. Verlagic, J.: Lecture notes: Introduction to adaptive control (Faculty of Electrotechnical Engineering Sarajevo) (2013).

9. Reda, A., Bouzid, A., Vásárhelyi, J.: Model Predictive Control for Automated Vehicle Steering *Acta Polytechnica Hungarica* 17 163–82 (2020).

10. Nie, Z., Farzaneh, H.: Adaptive Cruise Control for Eco-Driving Based on Model Predictive Control Algorithm. *Applied Sciences* (2020).

11. Kapare, A. D., Inamdar, A.: Adaptive Cruise Control System for Vehicle Using Model Predictive Control Algorithm. *International Research Journal of Engineering and Technology* (2022).

12. Vietnam Ministry of Transport [Electronic resource]. – Mode of access: vanban.chinhphu.vn/?pageid=27160&docid=197823. – Date of access: 15.01.2024.

13. Vinfast [Electronic resource]. – Mode of access: https://shop.vinfastauto.com/on/demandware.static/-/Sites-app_vinfast_vn-Library/en_VN/dw2591ce86/images/VF.e34.Brochure_ver.pdf. – Date of access: 15.01.2024.

Представлено 15.05.2024

УДК 629.03

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО КЛАПАНА НА РАБОТУ
ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ
ТЯЖЕЛЫХ ГРУЗОВИКОВ**

**ANALYSING THE IMPACT OF STRUCTURAL PARAMETERS
OF THE DUAL BRAKE VALVE ON PNEUMATIC
BRAKE SYSTEMS IN HEAVY TRUCKS**

Ле Ван Нгиа, Чан Чонг Дат,

Группа «Автомобили», Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики,
Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia, Tran Trong Dat,

Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

Пневматические тормоза до сих пор широко используются в тяжелых грузовых автомобилях благодаря их плавного управления. Однако одним из самых больших недостатков пневматических тормозов является медленная реакция системы и сложность контроля изменения давления в тормозных камерах. Главной тормозной клапан является наиболее сложным узлом в клапанных системах, и он также сильно влияет на время срабатывания системы. В данном исследовании описывается оценка влияния конструктивных параметров главного тормозного клапана на изменение давления в тормозных камерах. Анализируется связь между диаметром поршня и времени повышения давления в тормозных камерах в пневматическом приводе без релейного клапана. Рассматривается влияние расстояния между поршнем и воздушным клапаном на время повышения давления и выпуска воздуха в тормозных камерах.

Pneumatic brakes are still widely used in heavy-duty trucks due to their smooth control force. However, one of the biggest disadvantages of pneumatic brakes is the slow response of the system and the difficulty in controlling the pressure changes in the brake chambers. The dual brake

valve is the most complex valve assembly in the system, and it also greatly influences the system's response time. In this study, we evaluated the influence of the structural parameters of the dual brake valve on pressure changes in the brake chambers. The relationship between the piston diameter and the rising time of pressure in the brake chambers in a pneumatic drive without a relay valve is analyzed. The influence of the distance between the piston and the air valve on the time of pressure increase and air release in the brake chambers is considered.

Ключевые слова: *пневматические тормоза, главный пневматический тормозной клапан, время срабатывания, релейный клапан.*

Keywords: *pneumatic brakes, pneumatic dual brake valve, response time, relay valve.*

INTRODUCTION

Pneumatic brakes are still of particular interest and research [1–7], as they have the advantages of smooth control force and low cost. This is why they are still widely used in large trucks today, although this system has a major disadvantage of long response time due to the slow response of the airflow through the valves and pipes. This issue is also regulated in the ECE R13 standard. Current research on pneumatic brakes often focuses on addressing this issue [1, 6, 8, 9]. Research can be divided into groups such as optimizing the system structure and optimizing control methods in the pneumatic ABS brake system [1–9].

Previous studies often considered valves as flow holes accompanied by a volume [10]. This reduces the accuracy of the model and does not investigate the influence of valve opening and closing time. With the development of technology, simulating valves more accurately with computer support has been possible. Therefore, many studies have used specialized simulation software to investigate and optimize the system. The dual brake valve and pipeline are the two main factors affecting the reaction time, as pointed out in the study by Zhe Wang and colleagues published in 2017. The authors concluded that the dual brake valve and pipeline accounted for 80 % of the total delay of the entire system. Among them, the delay caused by the pipeline and connectors can be up to 30 % [1, 8]. From the authors' study, it can be seen that reducing the delay of the system, the process of reducing the delay on the dual brake valve, valves, and pipeline is one of the important solutions [1, 8, 10].

There have been some studies to reduce the slow response time of the compressed air brake system, especially the compressed air ABS system. The relay valve is an important component in reducing the response time of the compressed air brake system. Palanivelu and colleagues [11] showed that the type of valve and the number of relay valves significantly affect the pressure increase and decrease time in the brake chambers in the system, especially in the rear axle. The difference in response time can be about 0,23 s. In addition, Ren He and Zhecheng Jing used the energy storage brake chamber of the parking brake system as a support measure for the main brake chamber to reduce the slow response time. The results showed that the new method could reduce the response time of the system by 0,19 s [12]. In addition, the control algorithm will also affect the response time. The author Devika concluded that a good PID controller can reduce the delay time in the compressed air ABS brake system by 40 % [6, 11, 12, 13, 14].

Our study focuses on simulating the dual brake valve of the compressed air brake system to investigate the influence of parameters such as piston diameter and distance between valves to the pressure increase and decrease in the brake chamber, thereby proposing solutions and recommendations to limit these effects.

METHODS

To study the influence of the parameters of the total valve, this study uses a compressed air brake system diagram as shown in fig. 1. This diagram is the most common and basic type in the compressed air brake system. From this diagram, when developed into other systems, only need to add valves behind the relay valve. Therefore, the system like the diagram in fig. 1 can partially represent different compressed air brake systems on large trucks.

When the driver operates the dual brake valve through the pedal, compressed air will go from the tank to the dual brake valve and then to the two front brake chambers along the orange line for the front axle and from the tank to the dual brake valve and then through the relay valve to the rear brake chambers along the blue line for the rear axle. The diagram of the dual brake valve and relay valve is presented in fig. 2. The entire system is modeled as shown in fig. 3. The simulation method has been presented in a previous paper at this conference «Developing A Simulation Model Of The Air Actuation System For Pneumatic

Brakes In Heavy-Duty Trucks». The throttles within the valves will have varying cross-sections depending on the position of the pistons.

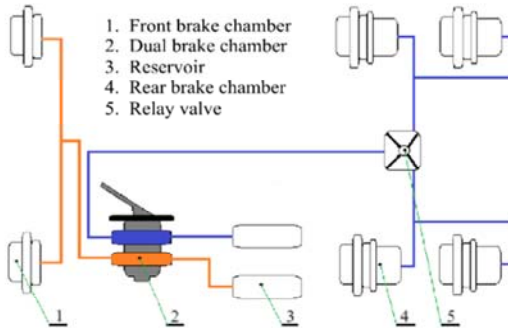


Figure 1 – Diagram of the compressed air brake system used in the study

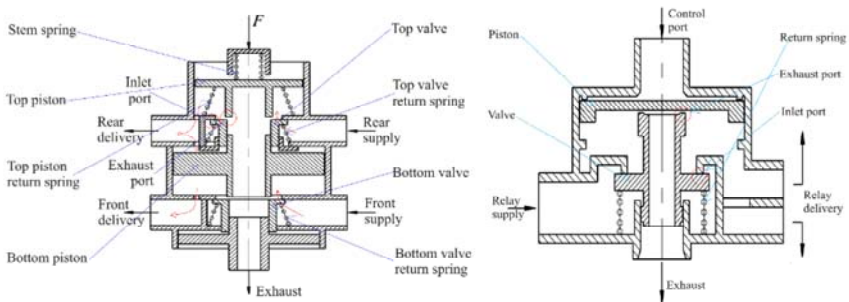


Figure 2 – Diagram of Dual brake valve and relay valve

SURVEY SCENARIOS

Previous studies have shown that the two factors that most affect the delay time of the total valve are the flow rate into and out of the dual brake valve and its volume, and they often simulate the dual brake valve with a flow control valve combined with a volume. Therefore, in this study, we will investigate the influence of parameters that cause changes in the two factors of flow rate and volume placed in a 3-axle brake system as shown in fig. 3. In this brake system, the compressed air pipes from the dual brake valve to the front and rear axles has a diameter of 7 mm, a length to the front axle of 3 m and a length to the rear axle of 15 m, the rest of compressed air pipes from the relay valve to the brake

chamber and from the reservoir to the valves have a diameter of 10 mm and a length of 1m. Specifically in this paper, we will study the influence of 2 factors: the distance between the piston and the valve, and the diameter of the lower piston.

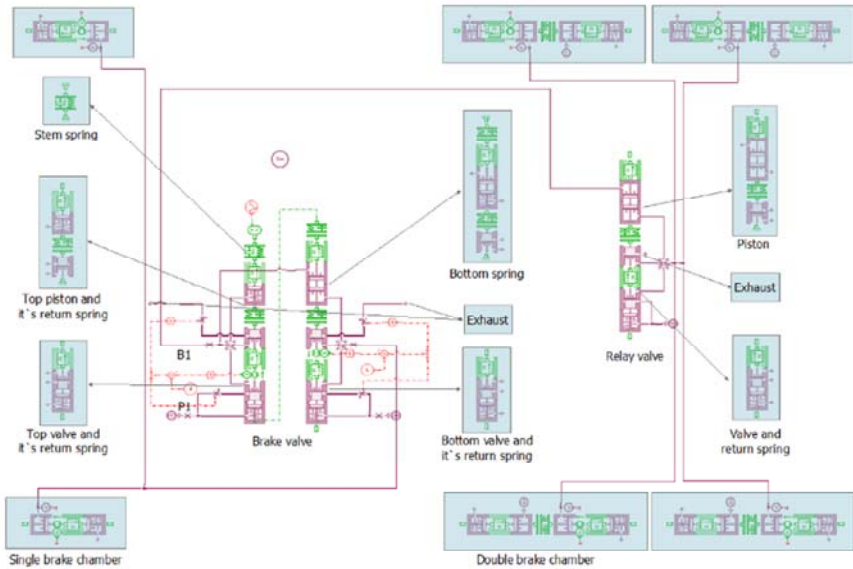


Figure 3 – Brake system diagram constructed in Simcenter

Our survey scenario is as follows: with a distance between the piston and the valve of 1 mm, we will change the diameter of the lower piston with values of 60 mm, 80 mm, 100 mm, and 120 mm. These changes can alter the volume of air in the dual brake valve, thereby slowing down the pressure increase process in the system. Similarly, we will keep the piston diameter at 100 mm and change the distance between the piston and the valve with values of 0,5 mm, 1 mm, 1,5 mm, 2 mm. These changes in distance will increase the delay time and affect the flow rate in the exhaust process. In this study, we will investigate both scenarios with and without relay valves.

RESULTS AND DISCUSSION

The results of fig. 4 and 5 show that changing the diameter of the lower piston can alter the delay when increasing the front axle pressure

by about 0,15 s, equivalent to about 25 % of the delay time, and 0,1 s, equivalent to about 20 % of the delay time when decreasing the pressure in the system without a relay valve. The slow response on the rear axle will affect the increase in front axle pressure due to the special structure of the brake system using the rear axle pressure to create balance on the front axle. However, for systems with a relay valve, this influence is significantly reduced because the amount of air passing through the brake system is greatly reduced.

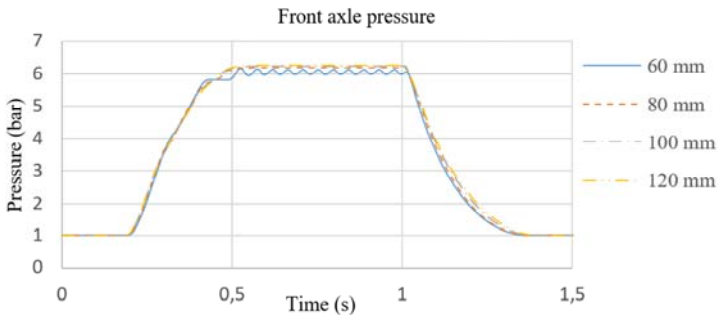


Figure 4 – Influence of piston diameter on systems with relay valve

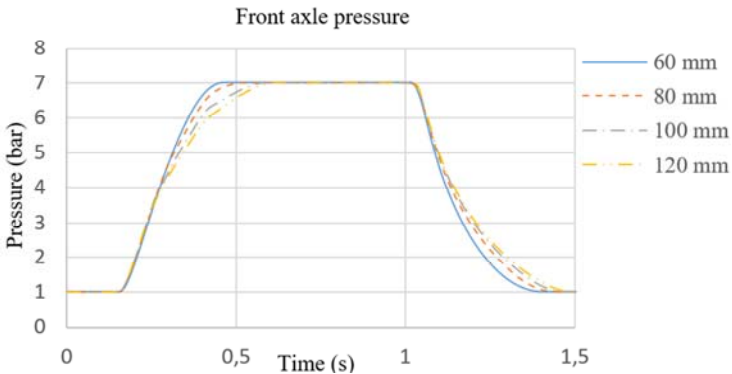


Figure 5 – Influence of piston diameter on systems without relay valve

The results in fig. 6 and 7 show the influence of changing the distance between the piston and the valve, especially during the exhaust process. Increasing this distance increases the delay when increasing the pressure by a few tens of ms for each additional 0,5 mm (about 50 ms when increasing this distance from 0,5 to 2 mm), but greatly reduces the pressure

release time. However, when the distance between the piston and the valve reaches 1 mm, the efficiency of air exhaust decreases significantly: increasing from 0,5 mm to 1 mm reduces 0,3 s, but increasing from 1mm to 1,5 mm only increases by a few ms. Therefore, it can be seen that a distance of 1 mm is the optimal distance for both the pressure increase and decrease processes.

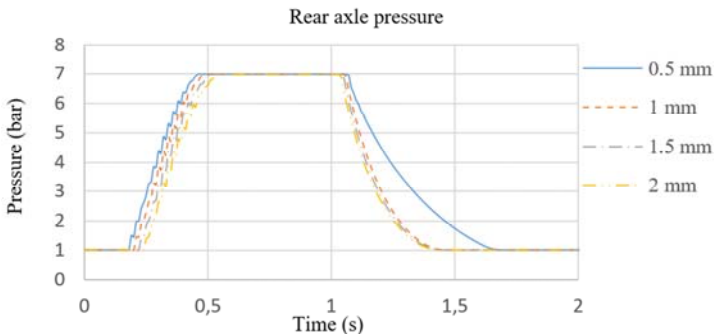


Figure 6 – Influence of piston-to-valve distance on systems with relay valve

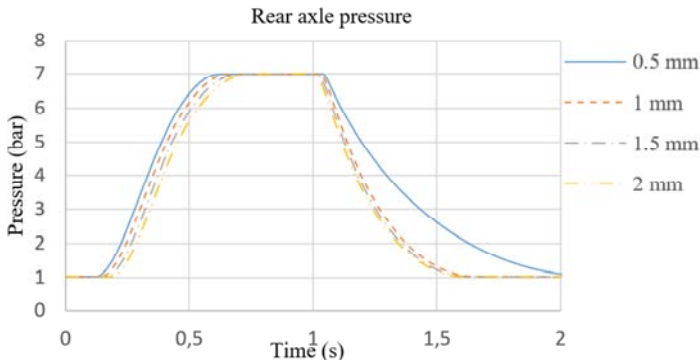


Figure 7. Influence of piston-to-valve distance on systems without relay valve

CONCLUSION

Through the results of the study, it can be seen that the brake system structure can significantly affect the pressure increase and decrease operations of the system. The piston diameter will have a greater impact on systems that do not use relay valves, with an impact of up to 25 % in the pressure increase process and 20 % in the pressure decrease process. While the impact is negligible in systems with relay valves. The distance

between the piston and the valve is also a factor affecting the system in both cases with and without relay valves. Decreasing this distance can reduce the response time as the piston quickly contacts the valve. However, it also reduces the flow area during air exhaust. The study shows that a distance of about 1mm is optimal for both the pressure increase and decrease processes.

REFERENCES

1. Yang, F., et al., A new method for analysing the pressure response delay in a pneumatic brake system caused by the influence of transmission pipes. *Applied Sciences*, 2017. 7(9): P. 941.
2. Bu, F. and H.-S. Tan, Pneumatic brake control for precision stopping of heavy-duty vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2006. 15(1): P. 53–64.
3. Miller, J. I. and D. Cebon, A high performance pneumatic braking system for heavy vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2010. 48(S1): P. 373–392.
4. Miller, J. I., Henderson, L. M. and Cebon, D. Designing and testing an advanced pneumatic braking system for heavy vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of mechanical engineering science*, 2013. 227(8): P. 1715–1729.
5. Pi, D., et al., A novel pneumatic brake pressure control algorithm for regenerative braking system of electric commercial trucks. *IEEE Access*, 2019. 7: p. 83372–83383.
6. Devika, K., Sridhar, N., Patil, H. and Subramanian, S. C. Delay compensated pneumatic brake controller for heavy road vehicle active safety systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2021. 235(13): P. 2333–2346.
7. Chen, Z., et al., Fault injection strategies for air brake system of high-speed train with AMESim/Simulink co-simulation. *IFAC-PapersOnLine*, 2022. 55(6): P. 803–808.
8. Wang, Z., et al., An experimental study on hysteresis characteristics of a pneumatic braking system for a multi-axle heavy vehicle in emergency braking situations. *Applied Sciences*, 2017. 7(8): P. 799.

9. Acarman, T., Ozguner, U., Hatipoglu, C. and Igusky, A. M. Pneumatic brake system modeling for systems analysis. 2000, SAE Technical Paper.

10. Kulesza, Z. and Siemieniako, F. Modeling the air brake system equipped with the brake and relay valves. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, 2010(24 (96): P. 5–11.

11. Palanivelu, S., Patil, J. and Jindal, A. K. Modeling and optimization of pneumatic brake system for commercial vehicles by model based design approach. 2017, SAE Technical Paper.

12. He, R. and Jing, Z. Study on braking stability of commercial vehicles: An optimized air brake system. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019. 11(5): P. 1687814019848593.

13. Ермилов, С. В. Динамика тормозного привода с антиблокировочной системой автомобиля особо большой грузоподъемности / С. В. Ермилов, М. И. Жилевич, Д. В. Капский // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2024. – № 1(49). – С. 11–17. – EDN EJQUSU.

14. Method of calculating the design parameters of a modulator anti-lock braking system with a high flow of working fluid / M. Zhilevich, S. Ermilov, D. Kapski [et al.] // *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Transport*. – 2021. – Vol. 110. – P. 199–210. – EDN PYCVKO.

Представлено 15.04.2024

**ПРОДОЛЬНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ
ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ**

**A LONGITUDINAL DYNAMIC MODEL OF ALL-WHEEL
DRIVE VEHICLE**

Ле Ван Нгиа, Дам Хоанг Фук, Динь Ван Фьонг,
Группа «Автомобили», Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики,
Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia, Dam Hoang Phuc, Dinh Van Phuong,
Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

В последние годы автомобильная индустрия стала свидетелем значительных достижений в области динамики и систем управления транспортными средствами, особенно в сфере технологий полного привода (AWD). В данной статье представлен продольный динамический модель полноприводного автомобиля, позволяющий провести всесторонние исследования динамики кузова и характеристик скольжения шин. Разработана компьютерная модель, которая годна для анализа продольной динамики автомобилей с полным приводом. Представлены результаты моделирования динамических процессов автомобиля при различных распределениях крутящего момента между активными осями. Показано влияние распределения крутящего момента на динамику автомобиля.

In recent years, the automotive industry has witnessed significant advancements in vehicle dynamics and control systems, particularly in the real of all-wheel-drive (AWD) technology. This paper presents a longitudinal dynamic model of all-wheel drive vehicles, enabling comprehensive investigations of body dynamics and tire slipping characteristics. The computer simulation model was developed and can used for analyzing the longitudinal dynamics of AWD vehicles. The simulation results of vehicle dynamic quantity in different torque distributions between active

axles were shown. The impact of torque distributions on vehicle dynamics was given.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, продольная динамика, моделирование, скольжение шин.

Keywords: all-wheel-drive, longitudinal dynamic, simulation, tire slip.

INTRODUCTION

The advancement of automotive technology has placed a significant emphasis on improving vehicle dynamics, particularly in all-wheel-drive (AWD) vehicles. These vehicles offer enhanced traction, stability, and performance in various driving conditions, making them a preferred choice for both consumers and manufacturers [1]. The ability to accurately model and understand the longitudinal dynamics of AWD vehicles is crucial for optimizing their performance, safety, and overall driving experience.

The longitudinal dynamic model of a vehicle describes how forces generated at the tires are transmitted through the vehicle to influence its forward motion. For AWD vehicles, this involves a complex interplay between the drive torque distribution, wheel slip, differential operations, and drivetrain dynamics [2]. Previous studies have explored different aspects of vehicle dynamics, but a comprehensive model that fully captures the longitudinal behavior of AWD systems remains a subject of ongoing research [3].

This paper aims to develop a detailed longitudinal dynamic model of an AWD vehicle. By incorporating critical factors such as torque distribution, wheel dynamics with slipping, and road interactions, this model provides a holistic view of vehicle behavior under various driving conditions. The motivation for this study stems from the need to bridge the gap between theoretical models and real-world applications, ensuring that the model can be used for practical vehicle design and control strategies [4].

The methodology involves formulating the mathematical equations governing the longitudinal dynamics of AWD vehicles, followed by Newton-Euler rules. This approach ensures that the model not only represents theoretical dynamics but also aligns with empirical observations. Key parameters such as tire characteristics, drivetrain efficiency, and vehicle mass distribution are considered to enhance the model's accuracy [5].

Subsequent sections of the paper apply the developed model to various driving scenarios, such as acceleration, deceleration, and different

road conditions, to analyze the impact of different parameters on vehicle performance. The results highlight potential areas for optimizing AWD systems, with implications for improving energy efficiency, handling, and safety.

LONGITUDINAL DYNAMIC MODEL OF VEHICLE ALL-WHEEL DRIVE VEHICLE

The reference object in the article chosen is the VinFast VF8 with technical specifications as shown in table 1 below.

Table 1 – Parameters of the reference vehicle [6]

Parameters	Value
Overall dimension	4750 x 1934 x 1667(mm)
Mass	2700 kg
Motor max. torque	250 N·m
Weight distribution	50:50
Motor max. power	260 kW
Air drag coefficient	0,25
Rolling resistance	0,016

The longitudinal dynamic model of an AWD vehicle is constructed based on the following key models: the dynamics model of the vehicle body and the tire model with slipping.

1. Vehicle body model.

Since lateral performance is neglected in this article, the vehicle dynamics model adopted here contains five degrees of freedom as seen in fig. 1, and the rotational movement of the four wheels. A single-wheel model is shown in fig. 1. According to the Newton's law, the motion equations of the vehicle can be expressed as [5]:

$$m \cdot \dot{v} = (F_{xf} + F_{xr}) - (F_{rf} + F_{rr} + F_w + F_g),$$

where F_{xf} , F_{xr} are the tractive force at the front and rear axle; F_{rf} , F_{rr} are the rolling resistance forces at the front and rear wheels; F_w is the aerodynamic drag force; F_g is gradient resistance.

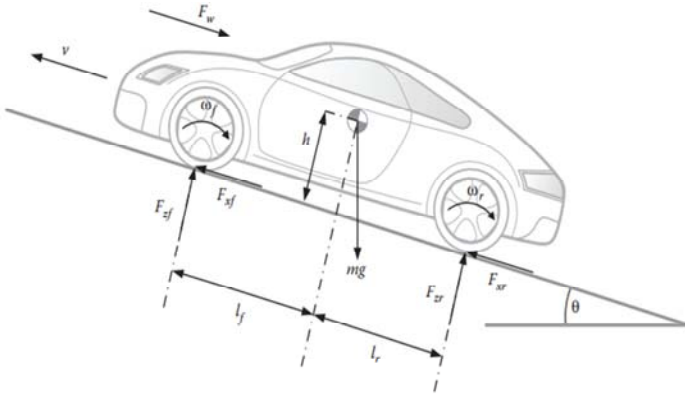


Figure 1 – Forces acting on the vehicle [7]

The dynamic vertical loads on the front and rear axles are composed of static vertical load and the transferred load comes from longitudinal acceleration, the corresponding equations are shown as follows [7]:

$$F_{zf} = \frac{m}{l_f + l_r} \cdot (g \cdot l_r - h \cdot \dot{v}),$$

$$F_{zr} = \frac{m}{l_f + l_r} \cdot (g \cdot l_f + h \cdot \dot{v}),$$

with m is the vehicle mass (kg); g is the acceleration due to gravity (m/s^2); H is the height of the vehicle's center of gravity (m); v is the vehicle velocity (m/s); l_f and l_r are the distances from the front and rear wheel center to the vehicle's center of gravity (m), respectively.

2. Tire Model.

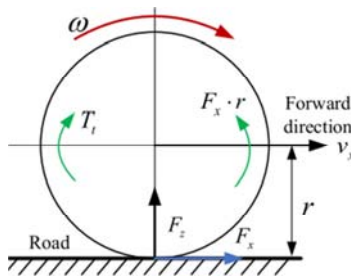


Figure 2 – Wheel rotation dynamic [7]

The dynamic model of the front-wheel is built according to the expression:

$$J \cdot \dot{\omega} = T_t - F_x \cdot r - T_b,$$

with J is the torque of inertia of the wheel; ω is the angular velocity of the wheel; T_t is the torque at the wheel; F_x is the tractive force; T_b is the torque of the brake.

The tire slip rate is the key factor for tire longitudinal force calculation, the relationship between slip rate, wheel speed, and vehicle velocity can be expressed as follows [7]:

$$s = \left(1 - \frac{v}{\omega \cdot r} \right) \cdot 100 \% , (0 < s < 1) .$$

Due to the elasticity of the tire, during operation, the tire is deformed in the radial and tangential directions. The force transmission between the tire and the road is compatible with the deformation of the tire, which is characterized by the velocity loss coefficient, or the slip coefficient expressed by the following formula [7]:

$$F_x = F_z \cdot \mu(s) .$$

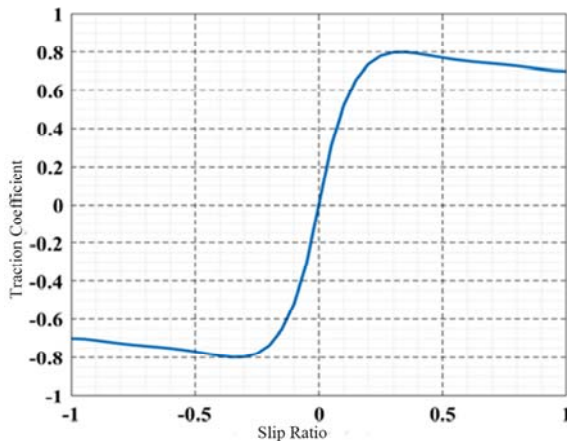


Figure 3 – Relationship between traction coefficient and slip rate [8]

RESULT AND DISCUSSION

The simulation scenario was built by torque distribution between the active axles of the electric vehicle. The following fig. 4–6 show the dynamic parameters as acceleration, distance, tires slip rate by time when vehicle moving from rest to velocity 100 km/h. The longitudinal quantity of acceleration process presents in the tabl. 2.

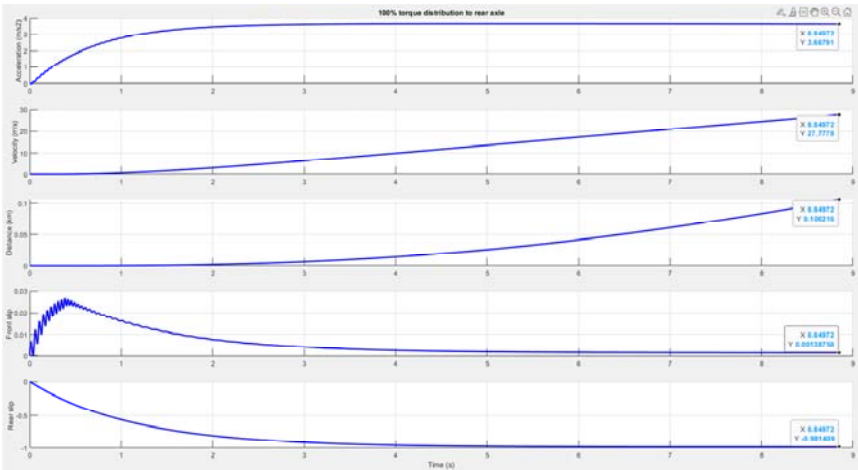


Figure 4 – Vehicle dynamics oscillations on acceleration with torque distribution 0:100

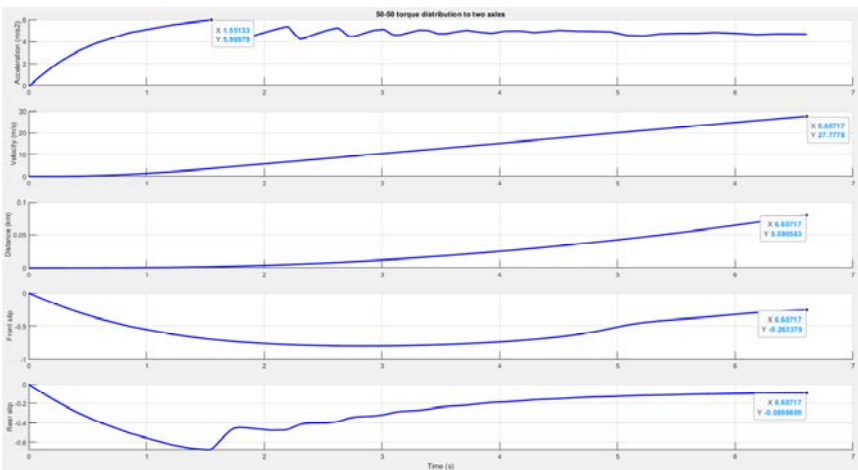


Figure 5 – Vehicle dynamics oscillations on acceleration with torque distribution 50:50

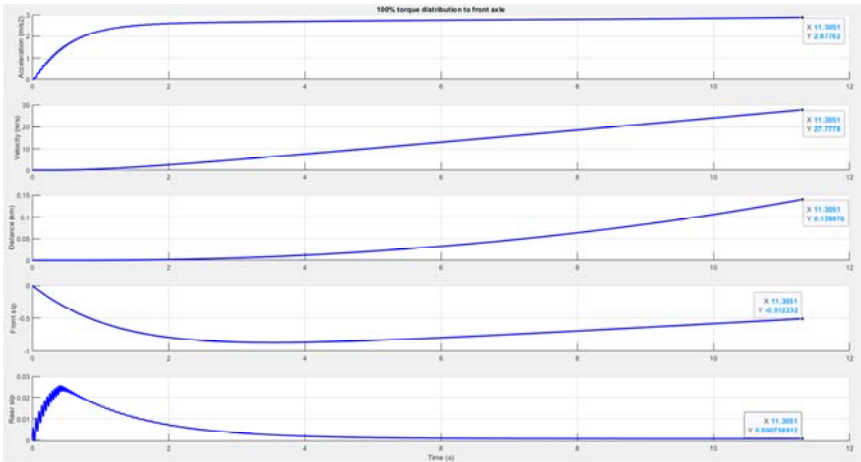


Figure 6 – Vehicle dynamics oscillations on acceleration with torque distribution 100:1

Table 2 – Vehicle dynamics quantity of acceleration process

Dynamics quantity	Torque distribution		
	0:100	50:50	100:0
Time, s	8,85	6,61	11,31
Maximum acceleration, m/s ²	3,67	5,97	2,88
Velocity, m/s	27,78	27,78	27,78
Distance, km	0,106	0,081	0,140

The simulation results in tabl. 2 show that, the vehicle dynamics quantity with the torque distribution 50:50 is better than the other options. The received results accurately reflect the physical laws of the ground vehicle theory.

CONCLUSION

A simulation model of the vehicle longitudinal dynamic on the VinFast VF8 car was successfully built. The developed model can be used for analyzing the vehicle longitudinal dynamics quantity of process as acceleration and deceleration. The simulation results show that the torque distribution between active axles has a significant impact on the vehicle's dynamic parameters. The vehicle dynamics quantity with the torque distribution 50:50 is better than the other options.

REFERENCES

1. Genta, G. The Automotive Chassis / G. Genta, L. Morello. – Volume 1: Components Design. – Springer, 2009.
2. Rajamani, R. Vehicle Dynamics and Control / R. Rajamani. – Springer Science & Business Media, 2012.
3. Gillespie, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics / T. D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, 1992.
4. Wong, J. Y. Theory of Ground Vehicles / J. Y. Wong. – John Wiley & Sons, 2008.
5. Milliken, W. F. Race Car Vehicle Dynamics / W. F. Milliken, D. L. Milliken. – Society of Automotive Engineers, 1995.
6. Vinfast : [сайт]. – URL: <https://vinfastauto.us/vehicles/vf-8> (дата обращения: 15.05.2024).
7. Vo, V. H. Modern Vehicle Dynamic / V. H. Vo. – Vietnam Education Publishing House, 2020.
8. Crisostomi, E. Hybrid & Electric Vehicles / E. Crisostomi, R. Shorten, S. Stüdli // Electrical and Plug-in Hybrid Vehicle Networks: Optimization and Control. – Florida. – CRC Press, 2018.

Представлено 15.06.2024

УДК 629.03

**РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ ТЯЖЕЛЫХ
ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

DEVELOPING A SIMULATION MODEL OF THE AIR ACTUATION
SYSTEM FOR PNEUMATIC BRAKES IN HEAVY-DUTY TRUCKS

**Чан Чонг Дат¹, Ле Ван Нгиа¹, Дам Хоанг Фук¹, Чинг Нгок
Хьей¹, Нгуен Дык Куанг¹, Харитончик С. В.²**, д-р. техн. наук,
проф,

Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.,

¹Группа «Автомобили», Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики, Университет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам

²Белорусский Национальный Технический Университет, г. Минск,
Беларусь

Tran Trong Dat¹, Le Van Nghia¹, Dam Hoang Phuc¹, Trinh Ngoc Hieu¹,
Nguyen Duc Quang¹, S. Kharytonchik², Doctor of techn. Scienc., Prof.,
V. Kusyak², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

¹Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Пневматические тормоза и сегодня широко используются в больших грузовиках. Однако одним существенным недостатком этой системы является время ее срабатывания, на которое влияют многочисленные параметры системы из-за сложности пневматических тормозных систем. Чтобы решить эту проблему и поддержать исследовательские процессы, в рамках данного исследования была разработана имитационная модель системы пневматического привода тормоза для грузовиков. Приводится моделирование компонентов пневматического привода по их принципиальной схеме работы в специальном пакете Simcenter-Amesim. Результаты показывают, что модель точно отражает характеристики клапанных узлов и работу системы.

Pneumatic brakes remain widely used in large trucks today. However, one significant drawback of this system is its response time, which is influenced by numerous system parameters due to the complexity of pneumatic brake systems. To address this issue and support research processes, this study developed a simulation model of the pneumatic brake system's air actuation system. Modeling of pneumatic drive components according to their operating principle in the special program Simcenter-Amesim is presented. The results demonstrate that the model accurately reflects the characteristics of the valve assemblies and the operation of the system.

Ключевые слова: *пневматические тормоза, главный пневматический тормозной клапан, время срабатывания, релейный клапан.*

Keywords: *pneumatic brakes, pneumatic dual brake valve, response time, relay valve.*

INTRODUCTION

The pneumatic brake system is widely applied in large trucks due to its high braking force with minimal control force. Hence, there is a continual demand for research and improvement in air brake systems [1–7]. Studies often focus on optimizing the response time of the system [1, 6, 8, 9] as well as the control algorithms of pneumatic ABS. Previous research typically regarded valves as flow passages accompanied by a volume [10]. Nowadays, studies on pneumatic brake systems often incorporate computer simulations to solve complex problems and enhance the accuracy of simulation models [11, 12]. In a study by Zhe Wang and colleagues, it was concluded that the dual brake valve and pipeline accounted for 80 % of the total delay of the entire system. Among these, the delay caused by the pipeline and connectors can be up to 30 % [1, 8]. Some optimization studies on system operation include the use of auxiliary brake chambers [13] to support the main brakes and optimizing ABS control algorithms. Based on these facts [14], we have developed a simulation model to serve research on pneumatic brake systems in heavy-duty vehicles.

METHODS

This study simulates a basic system with the diagram shown in fig. 1. Using this model, it is possible to investigate the impact of valve assemblies as well as the parameters of the air ducts in a basic pneumatic brake system. Additionally, in this system, the dual brake valve also has a complex structure. By using the blocks in the simulation of this valve, other valves in the system can be simulated as well.

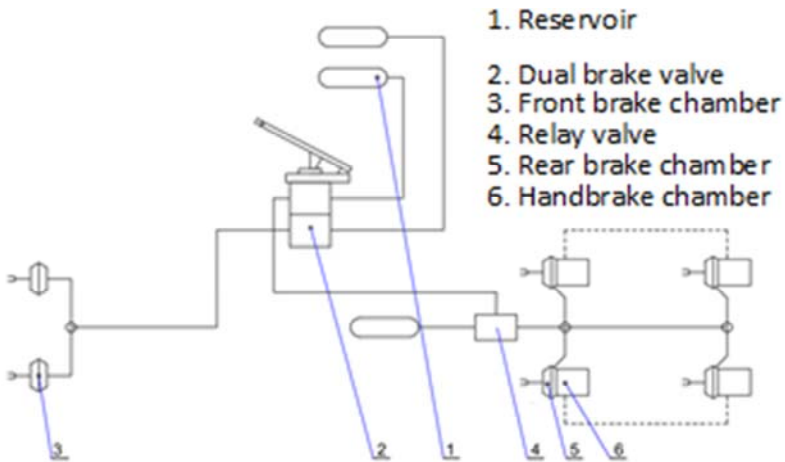


Figure 1 – Diagram of the compressed air brake system used in the study

Modeling the dual brake valve and relay valve.

To model the air brake system, the complex and important step is to model the valves (relay valve and master valve). The type of master valve we use for modeling is the type of dual-chamber master valve commonly used on trucks today, which has a schematic diagram as shown in fig 2.

When simulating the operation of the dual brake valve, it can focus on the main structures that create two chambers: the upper chamber and the lower chamber. The upper chamber connects to the rear axle outlet consisting of the upper piston, upper valve; the lower chamber consists of the lower piston, and lower valve. When braking and holding, the brake pedal presses the cup down to compress the compression spring, which has a very high stiffness compared to the remaining return springs, the compression spring pushes the upper piston down to touch

the upper valve closing the exhaust path of the upper chamber, then both go down to open the intake valve supplying air to the upper chamber.

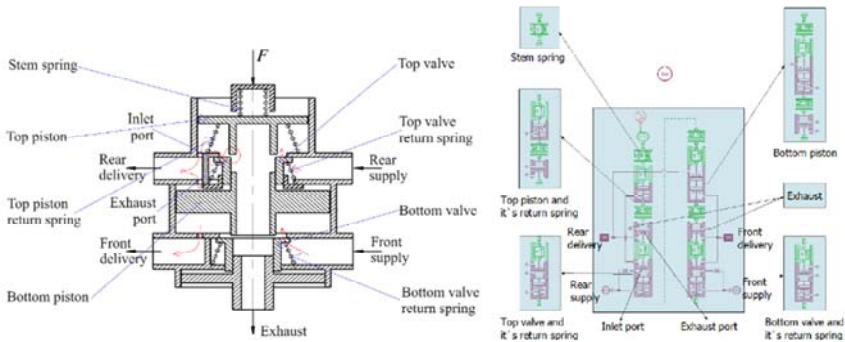


Figure 2 – Schematic diagram of the dual brake valve

For the lower chamber, the operation is similar to the upper chamber: air from the upper chamber flows down to the lower piston pushing the lower piston down to touch the lower valve closing the exhaust path of the lower chamber, and then all goes down to open the intake, at this point the air supply is connected to the lower chamber. As for the operation when holding the brake pedal, the air pressure in the two chambers will gradually increase to a certain value to create a pressure pushing the upper piston back up to balance with the force of the pedal, then both the upper and lower valves balance at the closed position maintaining stable brake pressure. When braking to the maximum, the upper valve will touch and directly push the lower piston down along with the lower valve, at this point both valves open and the pressure increases to the maximum. When releasing the pedal, the return spring pushes the valves and pistons back to the initial position closing the 2 valves and opening the exhaust ports.

The operating principle of the relay valve is also similar to the operating principle of the dual brake valve: when braking, air passes through the dual brake valve into the control port of the relay valve, pushing the piston down to touch the valve closing the exhaust port and both continue down to open the intake valve at this point the air from the air reservoir is connected to the brake chamber outlet.

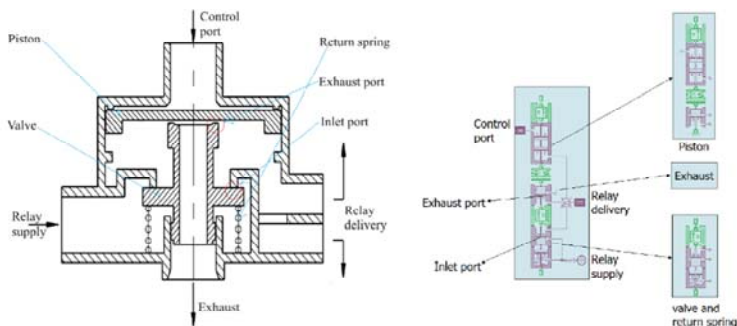




Figure 3 – Schematic diagram of the relay valve

The research team used blocks to simulate the dual brake valve using Simcenter software. In which a branch of the dual brake valve is described by a piston and an air valve. In addition, there are also return springs as well as descriptions for the mass and friction of the components. To solve these problems, the paper used blocks in tabl. 1.

Table 1 – Main blocks used in system simulation

No.	Name	Image	Description	Parameters to determine
1	Pn_psensor (PNPS001)		Compressed air pressure sensor.	Offset gain
2	Pn_bap2 (PNPA002)		Non-return spring pneumatic piston. Combined with 1 block PNPA003 to simulate the lower piston.	Piston diameter Required diameter
3	Pn_bap3 (PNPA003)		Pneumatic piston with return spring simulated for two pistons and two valves of the dual brake valve.	Piston diameter Required diameter Spring stiffness Spring force
4	Pn_bao1 (PNAO011)		The opening and closing of the valve are based on the position of the piston simulating the opening and closing of the two air valves.	Piston diameter Required diameter Initial position
5	Mass_friction_endstops		An object moving straight in one direction simulates the travel distance of the pistons and valves.	Mass Friction Limit of movement

End of Table 1

6	Springdamper 01 (SD0000)		The damping system with stiffness and damping simulating the compression spring effect of the piston.	Stiffness Damping
7	Elasticcontact (LSTP00A)		Represents a collision between two objects with mass simulating the distance between the piston and the valve.	Distance,Stiffness Damping, Elastic deformation

The Pn_psensor (PNPA003) block is used to describe a pressure sensor. It is described by the following equation:

$$p_{sig} = (press_3 + p_{atm} - offset) \cdot gain ,$$

where p_{sig} is the output pressure signal of the sensor; $press_3$ is the pressure at port 3; p_{atm} is the atmospheric pressure.

The Pn_bap2 (PNPA002) and Pn_bap3 (PNPA003) blocks describe a piston without a return spring and with a return spring. One side of the piston is connected to the atmosphere and is not affected, while the other side is subjected to a gas pressure. When using these two blocks, it is necessary to determine the parameters such as piston diameter, rod diameter, and the parameters of the spring for the Pn_bap3 block. This block is described by the following equations:

- the current chamber length: $length = x_0 + x_3$;
- volume: $vol_1 = length \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2)$;
- derivative of volume: $d_{vol1} = -v_3 \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2)$;
- the total force on port 3: $f_3 = f_2 + press_1 \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2) + f_{lx}$;
- spring force: $f_{lx} = K \cdot (x_3 + x_{s0}) + f_0$,

where dp is piston diameter, dr is rod diameter; x_0 is chamber length at zero displacements; x_3 is the displacement of port 3; v_3 is the velocity of port 3; $press_1$ is the pressure at port 1; f_2 is the force at port 2; K is spring rate; f_0 is spring force at zero displacements, x_{s0} is spring compression at zero displacements.

The Pn_ba01 (PNAO011) block is a valve that opens and closes based on the position of the piston simulating the opening and closing of

2 air valves. When using this block, it is necessary to determine 3 parameters: piston diameter, rod diameter, and initial position of the piston. This block is described by the following equations:

- the underlap: $x = x_0 + x_3$;
- the current length of chamber: $length = len_0 + x_3$;
- chamber volume: $vol_2 = length \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2)$.

The contribution due to the movement of the spool is passed at current pressure at port 2 to the adjacent PCD chamber:

$$d_{vol2} = v_3 \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2).$$

$$\text{Force at port 3: } f_3 = f_4 + f_{jet} - press_2 \cdot \pi/4 \cdot (dp^2 - dr^2),$$

where len_0 is chamber length at zero displacement; x_3 is displacement of port 3; dp is piston diameter; dr is rod diameter; v_3 is velocity of port 3; f_4 is force at port 4; f_{jet} is flow force; $press_2$ is pressure at port 2.

The `Mass_friction_endstops` (MECMAS21) block is an object with mass moving in one direction under the influence of frictional force simulating the pistons and valves. When using this block, it is necessary to determine the mass, limit of movement, and parameters of the frictional force. This block is described by the following equations:

Force:

$$F_{min} = \begin{cases} Kb_{min} \cdot (x_{min} - x_1) - Db_{min} \cdot (1 - e^{\frac{x_1 - x_{min}}{Pd_{min}}}) \cdot v_1 & \text{if } x_1 < x_{min} ; \\ 0 & \text{if } x_1 \geq x_{min} \end{cases}$$

$$F_{max} = \begin{cases} Kb_{max} \cdot (x_1 - x_{max}) - Db_{max} \cdot (1 - e^{\frac{x_{max} - x_1}{Pd_{max}}}) \cdot v_1 & \text{if } x_1 < x_{min} . \\ 0 & \text{if } x_1 \geq x_{min} \end{cases}$$

Acceleration:

$$acc_1 = \frac{1}{mass} \cdot (F_{min} - F_{max} - F_{fric} \cdot \text{sign}(v_1) - rvisc \cdot v_1 - wind \cdot v_1 \cdot |v_1|),$$

where Kb_{min} is lower limit stiffness; Kb_{max} is higher limit stiffness; Db_{min} is lower limit contact damping coefficient; Db_{max} is higher limit contact

damping coefficient; Pd_{\min} is lower limit penetration for full damping; Pd_{\max} is higher limit penetration for full damping; x_{\min} is lower displacement limit; x_{\max} is higher displacement limit; x_1 is displacement of port 1; F_{fric} is dry friction force; v_1 is velocity of port 1; $rvisc$ is coefficient of viscous friction; $wind$ is coefficient of windage.

The Springdamper01 block (SD0000) is a simulation block for the influence of the compressed spring on the piston. When using this block, 2 parameters need to be set, which are stiffness and damping. This block is simulated by the following equations:

– the total force: $force_1 = force + damperforce$,

$$damperforce = cdamp \cdot (vel_1 + vel_2);$$

– derivative of force: $\frac{dforce}{dt} = kval \cdot (vel_1 + vel_2)$.

The spring compression: $x = \frac{force}{srate}$,

where $force$ is spring force; $damperforce$ is damper force; $cdamp$ is damper rating; $kval$ is spring stiffness value; $srate$ is spring rate.

The Elasticendsto block (LSTP00A) represents a collision simulation for the distance between the piston and the valve. When using this block, parameters such as distance, stiffness, damping, and deformation need to be set. This block is described by the following equations:

– gap: $gap = gap_0 - x_1 - x_2$;

– penetration: $pen = -gap$;

– penetration velocity: $dpen = v_1 + v_2$,

where x_1 is displacement of port 1; x_2 is displacement of port 2; v_1 is velocity of port 1; v_2 is velocity of port 2.

Using the structural diagrams of the clusters in Fig 1 system combined with the functional description blocks in Table 1, a simulation diagram of the entire system has been built using Simcenter software. The diagram is described as in fig. 4.

RESULTS AND DISCUSSION

The results in fig. 5 show that when the distance between the bottom piston and the bottom valve of the master brake cylinder is small, it affects the pressure release process due to the smaller throttle area of the

exhaust path of the front axle brake branch. Additionally, changing the piston diameter in the dual brake valve does not significantly impact the pressure increase and decrease, as the volume of air contained by the dual brake valve is negligible compared to the amount of air entering the brake chamber. In fig. 6, when the distance between the bottom piston and the bottom valve of the dual brake valve with a piston diameter of 110 mm is changed, the pressure release varies while the pressure increase remains unchanged. This is because the distance does not alter the throttle area of the air valve during pressure increase but only affects the throttle area during pressure release.

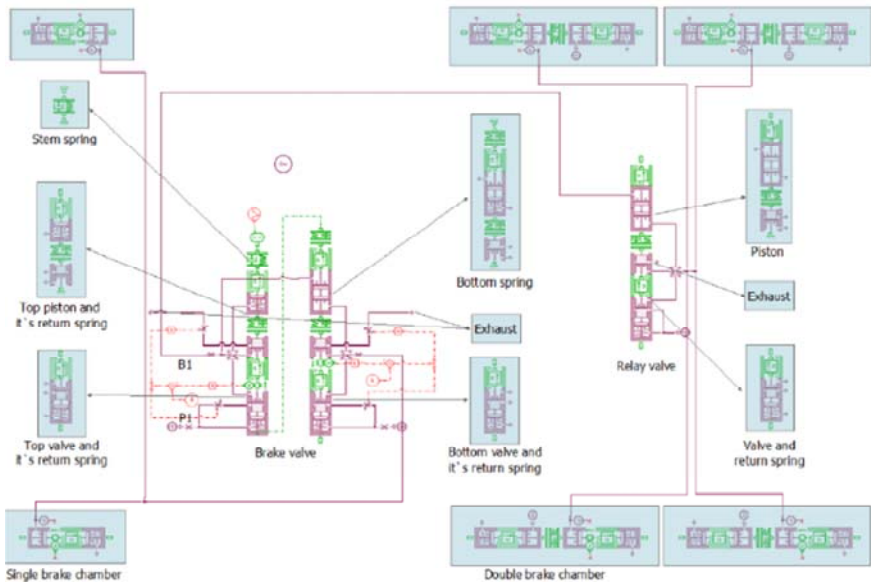


Figure 4 – Brake system diagram constructed in Simcenter

The system also successfully simulated the effectiveness of the dual brake valve, showing that incorporating the booster reduced the system's response time by approximately 20 % and the pressure release time by about 50 %. These results are highly reliable, as the effectiveness of the dual brake valve has been demonstrated in previous studies [15, 16]. When the brake pedal is applied at 50 %, the system pressure only reaches a maximum of about 3,7 Bar. The discrepancy in peak pressure

is due to the fixed brake pedal position, while the distance between valves changes, leading to different displacements of the air valves.

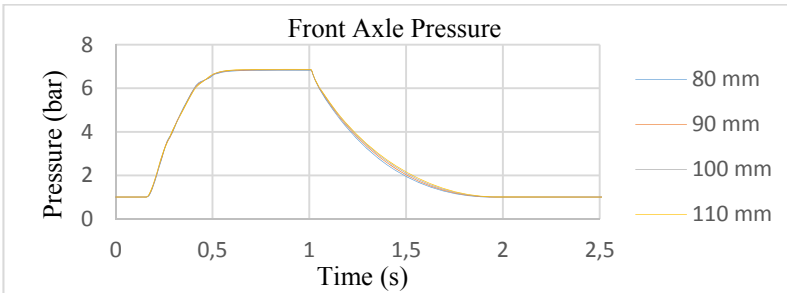


Figure 5 – Front Chamber Pressure at Full Pedal Travel

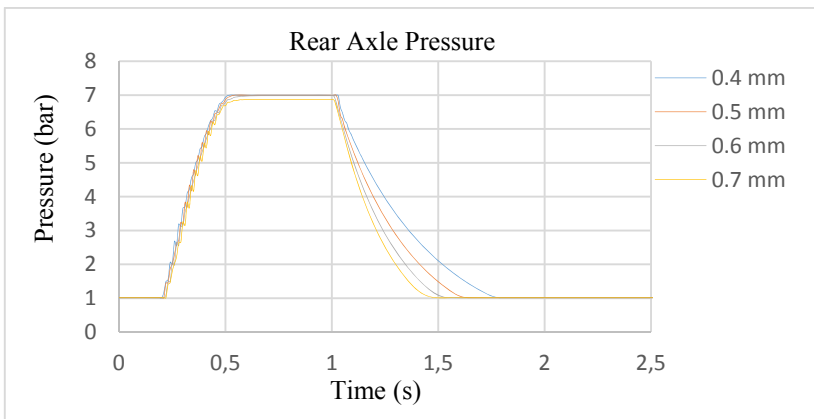


Figure 6 – Rear Chamber Pressure at Full Pedal Travel

CONCLUSION

The results demonstrate that the study successfully simulated the detailed components of the pneumatic brake system as well as the system's operation. The outcomes accurately reflect the pressure increase and decrease in the brake chambers under various conditions, such as changing the brake pedal position and structural parameters of the dual brake valve. This simulation framework can be utilized for investigating and evaluating the operation of pneumatic brake systems in research studies.

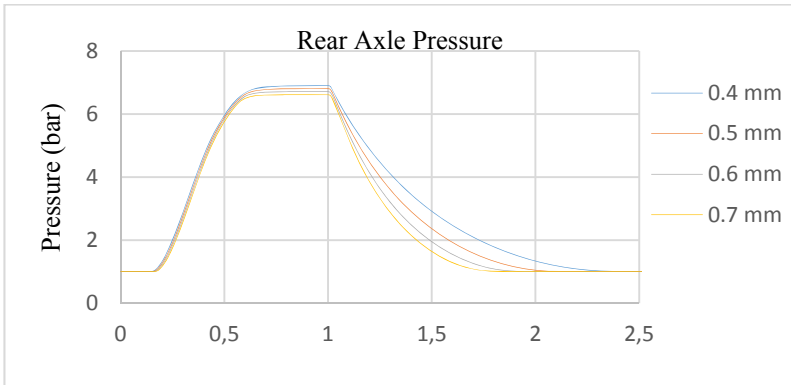


Figure 7 – Rear Axle Brake Chamber Pressure in a System without a Relay Valve at Full Pedal Travel

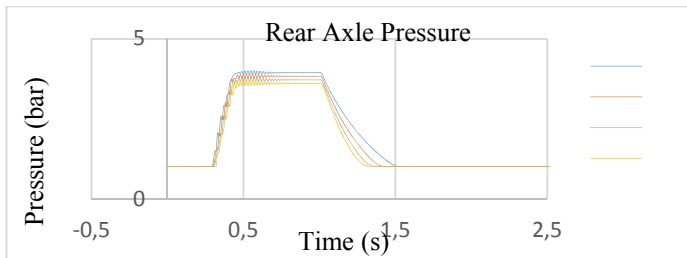


Figure 8 – Rear Axle Brake Chamber Pressure in a System with a Relay Valve at 50 % Brake Pedal Travel

REFERENCES

1. A new method for analysing the pressure response delay in a pneumatic brake system caused by the influence of transmission pipes / F. Yang [et al.] // *Applied Sciences*, 2017.– № 7(9). – P. 941.
2. Bu, F. Pneumatic brake control for precision stopping of heavy-duty vehicles / F. Bu, H.-S. Tan // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2006. – № 15(1). – P. 53–64.
3. Miller, J. I. A high performance pneumatic braking system for heavy vehicles / J. I. Miller, D. Cebon // *Vehicle System Dynamics*, 2010. – № 48(S1). – P. 373–392.
4. Miller, J. I. Designing and testing an advanced pneumatic braking system for heavy vehicles / J. I. Miller, L. M. Henderson, D. Cebon // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of mechanical engineering science*, 2013. – № 227(8). – P. 1715–1729.

5. A novel pneumatic brake pressure control algorithm for regenerative braking system of electric commercial trucks / D. Pi [et al.] // IEEE Access, 2019. – № 7. – P. 83372–83383.

6. Delay compensated pneumatic brake controller for heavy road vehicle active safety systems / K. Devika [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2021. – № 235(13). – P. 2333–2346.

7. Fault injection strategies for air brake system of high-speed train with AMESim/Simulink co-simulation / Z. Chen [et al.] // IFAC-PapersOnLine, 2022. – № 55(6). – P. 803–808.

8. An experimental study on hysteresis characteristics of a pneumatic braking system for a multi-axle heavy vehicle in emergency braking situations / Z. Wang [et al.] // Applied Sciences, 2017. – № 7(8). – P. 799.

9. Pneumatic brake system modeling for systems analysis / T. Acarman, U. Ozguner, C. Hatipoglu, A.-M. Igusky // SAE Technical Paper, 2000.

10. Kulesza, Z. Modeling the air brake system equipped with the brake and relay valves / Z. Kulesza, F. Siemieniako // Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, 2010/ – № 24 (96). – P. 5–11.

11. Selvaraj, M. Modeling and simulation of dynamic behavior of pneumatic brake system at vehicle level / M. Selvaraj, S. Gaikwad, A. K. Suresh // SAE Technical Paper, 2014.

12. Mathematical model to evaluate and optimize the dynamic performance of pneumatic brake system / J. N. Patil [et al.] // SAE Technical Paper, 2015.

13. He, R. Study on braking stability of commercial vehicles: An optimized air brake system / R. He, Z. Jing // Advances in Mechanical Engineering, 2019. – № 11(5). – P. 1687814019848593.

14. Palanivelu, S. Modeling and optimization of pneumatic brake system for commercial vehicles by model based design approach / S. Palanivelu, J. Patil, A. K. Jindal // SAE Technical Paper, 2017.

15. A model of the relay valve used in an air brake system / S. Natarajan [et al.] // Nonlinear Analysis: Hybrid Systems, 2007. – № 1(3). – P. 430–442.

16. Research on the influence of the proportional relay valve on the economy and safety of the electric bus through the braking energy recovery system. Energy Sources / N. Li, [et al.] // Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2023. – № 45(3). – P. 8896–8914.

Представлено 10.06.2024

УДК 629.03

**МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ
ПОЛНОПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**THE POWERTRAIN MODELLING OF ALL-WHEEL
DRIVE ELECTRIC VEHICLE**

Ле Ван Нгиа,

Кафедра Автомобили, Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики, Университет Ханоя
Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia,

Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

Возрастающая популярность электромобилей (EVs) требует разработки сложных моделей симуляции для анализа их производительности и оптимизации их конструкции. В данной статье представлено моделирование силовой установки полноприводного (AWD) электромобиля, что позволяет проводить комплексные исследования работы электродвигателя, тяговой батареи и транспортного средства в целом. Предложенная модель может использоваться для анализа продольной динамики транспортного средства и потребляемой автомобилем энергии. Были представлены результаты моделирования процесса разгона автомобиля, на основе которых были даны рекомендации по использованию электромобилей с точки зрения энергоэффективности.

The increasing prevalence of electric vehicles (EVs) necessitates the development of sophisticated simulation models to analyze their performance and optimize their design. This paper presents the powertrain modeling of the All-Wheel Drive (AWD) EV, enabling comprehensive investigations of electric motors, traction battery operations, and vehicle motion in total. The proposed model can be used for analyzing vehicle longitudinal dynamic quantity and energy consumption. The simulation results on the acceleration process were shown, and based on it the rec-

ommendations about using electric vehicles in order of energy efficiency were given.

Ключевые слова: *электромобили, моделирование силовой установки, электродвигатель, модель батареи, потребление энергии.*

Keywords: *electric vehicles, powertrain modeling, electric motor, battery model, energy consumption.*

INTRODUCTION

Over the years, a plethora of scientific articles have addressed electric vehicle modeling, encompassing motor models, battery models, regenerative braking models, and vehicle dynamic models [1–3]. Konstantinos N. Genikomsakis and co-authors [1] propose a computationally efficient simulation model including the above models for EV energy consumption. It combines a physics-based vehicle model with EV component specifications to estimate battery power requirements from traction power. The model dynamically calculates energy recuperation and simulates motor overload under demanding driving conditions. Compared to FASTSim on a test EV, the model is lightweight and accurate. The corresponding percentage errors of the estimated final energy consumption for the driving cycles UDDS, HWFET, SFTP, and NEDC are 6,80 %, 0,98 %, 7,00 %, and 3,27 % respectively [2]. Further simulations with varied road gradients and driving cycles demonstrate the model's ability to capture real-world EV operation dynamics. This approach allows for fast computation of EV consumption factors suitable for route planning and integration with mobile routing applications for trip consumption assessment and energy-efficient route suggestion using real-time speed data. With the explosive growth of the electric vehicle revolution in the modern era, the research and development of propulsion engines for electric vehicles cannot be inevitable.

In this paper, the computer environment was created to construct a comprehensive powertrain model of the all-wheel drive EV, encompassing vehicle dynamics, traction battery, and electric motor models. Beyond these submodels for evaluating dynamic performance, a vital model for assessing EV energy optimization during operation is the battery. The acceleration process was chosen for the simulation scenario.

THE POWERTRAIN MODELLING OF ALL-WHEEL DRIVE ELECTRIC VEHICLE

The simplify powertrain model as in the fig. 1 was used in this study. This model included the gas pedal model, electric motor model, battery model and simplify vehicle model. The gas pedal model presented by the signal from -1 to 1, according to full brake and full acceleration.

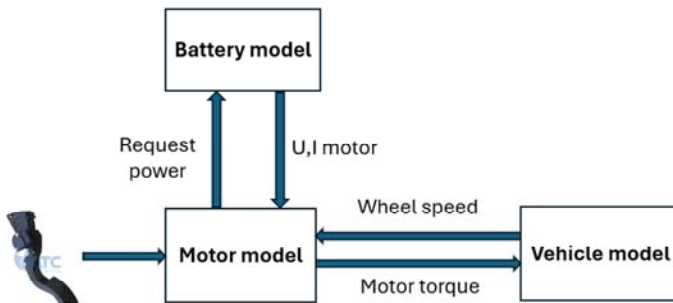


Figure 1 – EVs powertrain model

1. Electric Motor Model.

The electric motor of the electric vehicle is referred to as a «Permanent Magnet Synchronous Motor». The motor relates to the energy storage device and reversibly converts the supplied electrical power into torque and speeds at the output interfaces.

The motor used in the Vinfast VF8 reference electric vehicle has specifications [4] as shown in the table below.

Table 1 – Motors Specification of Vinfast VF8 ECO

Parameters of VF8 ECO Motors	Value	Unit
Motor Mass	2 x 90.6	Kg
Peak Power	2 x 130	kW
Peak Torque	2 x 250	Nm
Motor Max Speed	16000	Rpm
Peak Efficiency	97	%

The external characteristics curve of the electric motor is illustrated in the figure below:

The maximum torque (T_{max}) of the electric motor is a simple function of angular velocity. In most cases, when the angular velocity is small, the torque is maximum and remains constant. As the motor's angular velocity

ty reaches a sufficiently large value (ω_c), the torque decreases. The torque decreases linearly as the speed increases, and the power remains nearly constant.

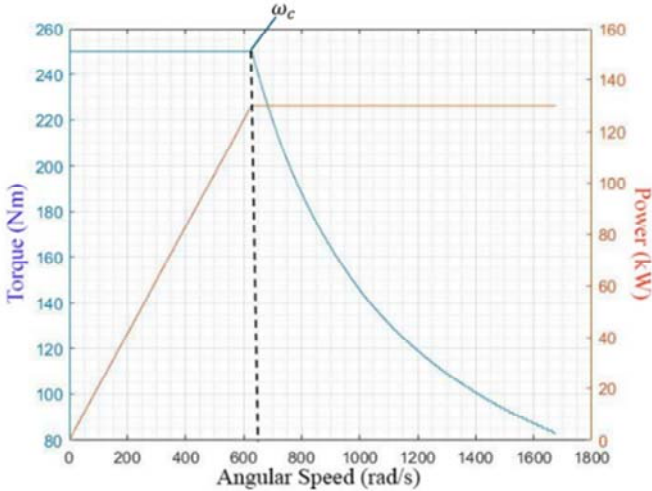


Figure 2 – Electric motor external characteristic curve

When the angular velocity of the motor rotor is smaller than the critical speed of conversion $\omega \leq \omega_c$ the motor torque reaches its maximum value.

When the angular velocity of the motor rotor is greater than the critical speed of conversion $\omega \geq \omega_c$, the motor torque is inversely proportional to the angular velocity of the rotor.

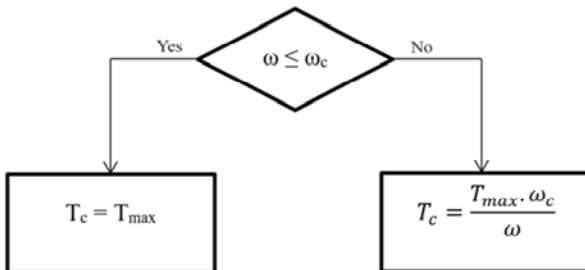


Figure 3 – Motor torque algorithm

2. Battery Model.

The computation model is based on power requirements to determine the output power of the battery over time. Modeling the internal chemical characteristics of the battery system will be conducted in the future. Based on the equivalent circuit model in fig. 4 and the technical parameters in tabl. 2, the equations for calculating the battery's output power as the sum of the power demand and the power loss due to internal resistance were created. Additionally, the battery model calculates the State of Charge (SOC), voltage, and current values to estimate energy consumption over time.

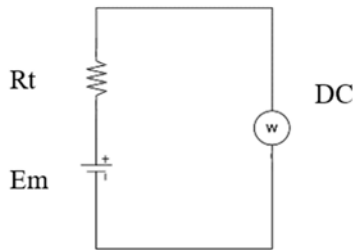


Figure 4 – Equivalent circuit diagram of the battery

Table 2 – Specifications of Vinfast VF8 Battery [4]

Parameters	Value
Type	Lithium Ion
Model	CATL Prismatic
Mass (kg)	540
Geometric parameter (mm)	2388 x 1511 x 135
Nominal battery capacity (kWh)	93,3
Effective battery capacity (kWh)	87,7
Rated voltage (VDC)	402,8
Capacity (Ah)	231,7

From the equivalent circuit model, the output power of the battery was given by formula (1):

$$P_a = P_{yc} + P_r, \quad (1)$$

in which $P_a = U \cdot I$ is the power supplied by the batte at the output; U is the voltage between the two terminals of the battery; $P_r = R_t \cdot I^2$ is the power loss due to the internal resistance of the battery; R_t is the internal resistance of the battery; P_{yc} the power that the motor requires to be supplied.

Solving (1), the battery current is:

$$I_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{U}{R_t} \pm \sqrt{\left(\frac{U}{R_t} \right)^2 - 4 \cdot \frac{P_{yc}}{R_t}} \right).$$

Another important parameter of a battery is the SOC. SOC is defined as the ratio of remaining capacity to fully charged capacity. The SOC of the battery can be expressed as

$$SOC_{(t)} = SOC_{(t_0)} - \frac{1}{C} \int_{t_0}^t I(t) dt ,$$

where: $SOC_{(t)}$ is the instantaneous SOC at time t ; $SOC_{(t_0)}$ is the initial SOC of the battery; C is the battery capacity (Ah); $I(t)$ is the instantaneous current intensity.

Based on the diagram, the voltage of the two terminals of the batter is calculated by the formula:

$$U - V_{in} = V_{out} ,$$

in which U is the voltage across the two terminals; V_{in} is the voltage drop across the internal resistance; V_{out} is the voltage drops across the motor.

The vehicle longitudinal dynamics in this study were used by the simplified model, which is described in the document [5].

RESULT AND DISCUSSION

The acceleration process was chosen for the simulation scenario: the gas pedal signal was created from 0 to 1 in various time stamps 1 s

and 2 s for vehicle acceleration. The simulation results are shown in fig. 5–6, and table 3 below.

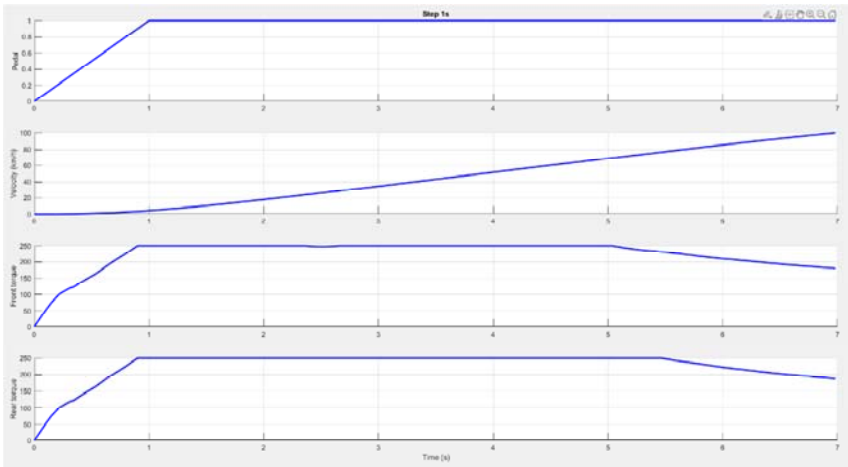


Figure 5 – Vehicle acceleration process when pressing the gas pedal by ramp 1 s

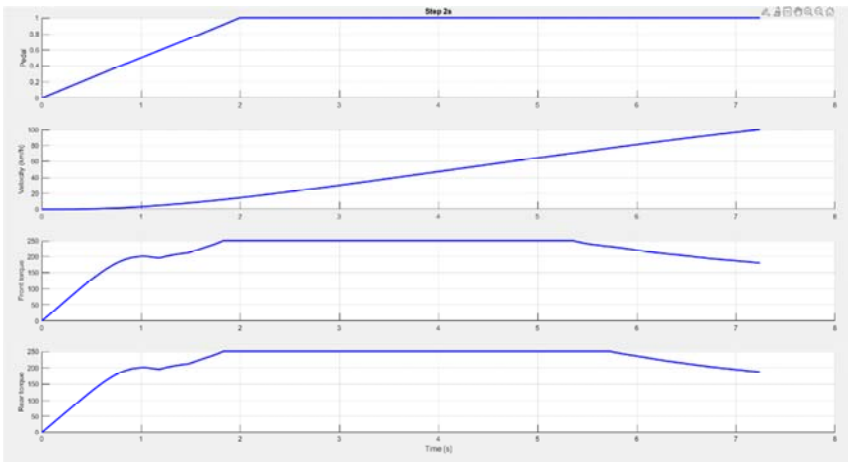


Figure 6 – Vehicle acceleration process when pressing the gas pedal by ramp 2 s

The simulation results show that the control gas pedal by ramp 1 s is better than ramp 2 s in vehicle acceleration characteristics (according to acceleration times 6,98 s and 7,24 s). These results follow the physical laws and show the accuracy of the proposed model. The control method

by ramp 2 s, 3 s, 4 s are the same on energy consumption rate (according to energy consumption rate around 4,7 kWh/km). Based on simulation results, the fast control of the gas pedal is better to increase vehicle energy efficiency. This recommendation of using electric vehicles can help the driver get a better moving distance, but it was the opposite of the behavior of using traditional cars with combustion engines.

Table 3 – Simulation results of the Vehicle acceleration process

The gas pedal control method	Acceleration time (s)	Energy consumption rate (Wh/km)
Step 1 s	6,98	5660,32
Step 2 s	7,24	4724,62
Step 3 s	7,20	4717,69
Step 4 s	8,22	4670,27

CONCLUSION

The project presents a process and methodology for building a simulation model of EV powertrain, from gas pedal model to vehicle body models. The aim is to realize a pure electric vehicle powertrain model based on simulation software and obtain more accurate data results, which can be effectively used for the development and research of electric vehicles. A powertrain model of the VinFast VF8 car was successfully built. The simulation results on the acceleration process by ramp control method of gas pedal were given. Based on simulation results, the recommendation for fast gas pedal control of the acceleration process for the EV driver was presented in order to increase vehicle energy efficiency.

REFERENCES

1. Genikomsakis, K. N. A computationally efficient simulation model for estimating energy consumption of electric vehicles in the context of route planning applications / Konstantinos N. Genikomsakis, Georgios Mitrentsis // ScienceDirect, 2016. – P. 10.
2. Comparative analysis of electric drives met for vehicle propulsion / V. Vodovozov [et al.] // In: 9th International, 2014.
3. Practical active traction control for independent-wheel- drive electric vehicle based on slip-ratio threshold determination / Junnian Wang [et al.] // RESEARCH ARTICLE, 2022. – vol. 3. – P. 17.

4. Vinfast : [сайт]. – URL: <https://vinfastauto.us/vehicles/vf-8> (дата обращения 11.04.2024).

5. Huong, V. V. Morden Vehicle Dynamic / V. V. Huong . – Vietnam Education Publishing House, 2019.

Представлено 12.05.2024

УДК 629.03

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДЛИНЫ ЗАДНЕГО КРЫЛА НА ДИНАМИКУ АВТОМОБИЛЯ

EFFECTS OF CHANGING REAR WING LENGTH TO THE VEHICLE DYNAMICS

**Нгуен Зуи Чыонг¹, Чан Конг Зыонг¹, Нгуен Тхань Тунг¹,
Ле Ван Нгиа¹, Харитончик С. В.², д-р техн. наук, проф,
Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.,**

¹Группа «Автомобили», Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики, Университет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам

²Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

Nguyen Duy Truong¹, Tran Cong Duong¹, Nguyen Thanh Tung¹,
Le Van Nghia¹, S. Kharytonchik², Doctor of techn. Scienc., Prof.,
V. Kusyakov², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

¹Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam,

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В скоростных транспортных средствах аэродинамическая форма, передние и задние спойлеры, а также крыло создают дополнительные силы прижима для максимального увеличения тягового усилия. В данной статье представлены эффекты изменения длины заднего крыла на динамику автомобиля. Модель, использо-

ванная в этом исследовании, представляет собой двухдверное купе с задним крылом, у которого можно изменять длину средней части. Результаты показывают, что при большом угле атаки и выдвинутом назад крыле сила прижима значительно увеличивается. Также рассматриваются эффекты выдвигания крыла вперед. Эти результаты предоставляют важную информацию для разработки адаптивного заднего крыла, реагирующего по-разному на скоростной автомобиль.

In high-speed vehicles, the aerodynamic shape, front spoilers, rear spoilers, and wing generate additional downward forces to maximize the traction force. This paper presents the effects of rear wing length changes on the vehicle dynamics. The model used in this study is a 2-door coupe with a rear wing that can change the length of the middle part. The results show that the downforce increases significantly at a large angle of attack and the wing is extended backward. The effects of forward extension are also considered. These results provide crucial information for developing an adaptive rear wing that responds differently on the high-speed vehicle.

Ключевые слова: *аэродинамическое крыло, выдвигание крыла, вычислительная гидродинамика, динамика автомобиля.*

Keywords: *aerodynamic wing, wing extension, computational fluid dynamics, vehicle dynamics.*

INTRODUCTION

Aerodynamic factors play an important part in vehicle dynamics. The body shape, spoilers, and wings are considered in automobile design [1] to balance between the aspects of concept geometry and the aerodynamic factors [2]. One of the main goals is to improve the traction force while reducing the aerodynamic drag to increase the vehicle performance [3]. In high-speed vehicles, the engine power often exceeds the traction limit. To maximize the vehicle's performance, it is important to enhance the traction capacity by either improving the grip coefficient of the wheels or increasing the total normal force of the vehicle. Rear wings are used to generate additional force in this situation. In this study, the angle of attack, and the change of wing length are subjected to investigate and analyze to see their effects on the vehicle dynamics.

VEHICLE AND WING MODELS

The study object was chosen as in fig. 1, and the Rear Wing profile as in fig. 2.

The vehicle is simulated at a speed of 100 km/h with rear wing angles of 0° , 5° , 10° , 15° , and 20° , under three conditions: No extension, Extension to front, and Extension to back. The Computational Fluid Dynamics (CFD) method is employed to analyze the aerodynamic effects of the Rear Wing on the vehicle dynamics. The 1:1 scale vehicle model is used for simulation. The RANS Realizable k- ϵ Two Layer model is utilized for its high computational efficiency (in terms of time and stability) and high accuracy [4–6].

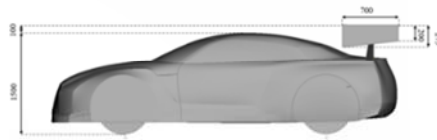
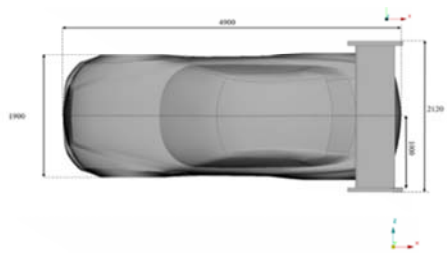


Figure 1 – Vehicle CAD model

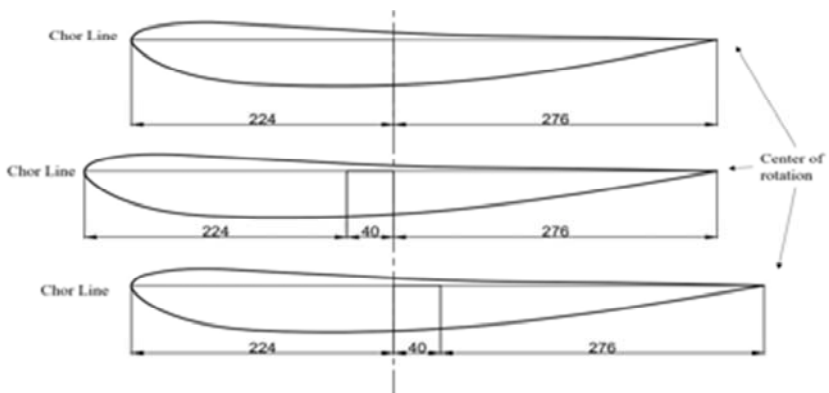


Figure 2 – Rear Wing profile

To examine the influence of varying the length of the Rear Wing on the aerodynamic and dynamic characteristics of the vehicle, the NACA 4412 airfoil shape is utilized due to its capability to reduce drag force [7, 8]. The length of the Rear Wing corresponding to each angle of attack is extended by, 40 mm both forward and backward, to ensure a comprehensive evaluation of the geometric impact on aerodynamics. The extension point of the Rear Wing is selected at a location with a relatively low curvature and is elongated along the Chord Line of the NACA 4412 Wing to minimize interference with the original shape, as shown in fig. 2. Additionally, the vehicle has a total mass of $G = 12000$ N and distributes the static weight equally on each axle. During the calculation process, the influence of rolling resistance force is considered, with a rolling resistance coefficient of $f = 0,015$.

The boundary conditions for the calculation are summarized as **Velocity inlet**: Magnitude and direction 27,7m/s and Turbulence intensity 2 % and Turbulent viscosity ratio 10, **Pressure outlet**: Gauge pressure magnitude 0 Pascal and Backflow turbulence intensity 5 %, **Wall Simulation Volume**: Wall-Non-slip, Wall Data Vehicle: Standard Wall, **Air properties**: Density 1,175 kg/m³, **Reference Temperature**: 300 K.

Consider the forces affecting the longitudinal dynamics of the vehicle as depicted in fig. 3 below, equations (1) and (2) describe the reaction forces between the wheel and the road surface in the longitudinal direction:

$$F_{z1} = \frac{G \cdot b - F_D \cdot d + F_L \cdot (b - h)}{a + b} ; \quad (1)$$

$$F_{z2} = \frac{G \cdot a + F_D \cdot d + F_L \cdot (a + h)}{a + b} , \quad (2)$$

in which F_D is the aerodynamic drag force (N), F_L is the aerodynamic downforce (N), G is the static weight (N), a , b , the distribution of static weight onto the two axles of the vehicle, d is the height of the center of gravity for aerodynamic force, b is the distance between the static center of gravity and the aerodynamic center, F_{z1} , F_{z2} are the ground reaction forces.

On two-door coupe vehicles, often driven at high speeds with rear-mounted engines, the rear axle typically serves as the driving axle, generating traction to aid acceleration. With a road adhesion coefficient of $\varphi = 0,7$, we have the formula to calculate the maximum acceleration traction force for the vehicle:

$$F_{tt\max} = F_{z2} \cdot \varphi - F_D - F_{f1} - F_{f2} \quad (3)$$

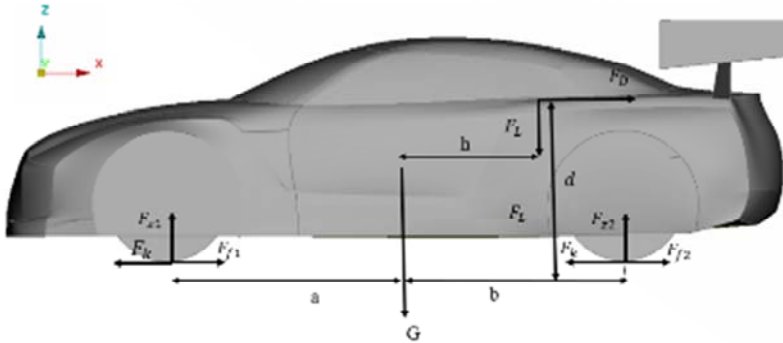


Figure 3 – Vehicle longitudinal dynamics model

SIMULATION RESULTS

As the angle of attack of the RearWing increases, the aerodynamic influence of the RearWing on the vehicle's longitudinal dynamics becomes stronger through significant changes in aerodynamic drag and lift forces. At the front axle, when the angle of attack is 0, extending the Rear Wing to the front or back does not significantly alter the reaction force between the wheel and the road surface. On the other hand, as the angle of attack increases, the aerodynamic drag force increases while the lift force decreases, leading to an increase in downforce and a tendency for the aerodynamic center of pressure to shift towards the rear of the vehicle.

Therefore, the reaction force between the wheel and the road surface at the front axle, F_{z1} , tends to decrease as the angle of attack increases. Extending the RearWing to the back enhances the downforce significantly, and the aerodynamic center of pressure tends to shift further rearward compared to extending it to the front. Consequently, when changing the

length of the RearWing, the reaction force at the front axle tends to decrease, with a more pronounced decrease at the front axle as depicted in fig. 4, *a*.

Conversely, as the angle of attack increases and the aerodynamic center of pressure tends to shift rearward, the reaction force with the road surface at the rear axle increases significantly. This is because the down-force aerodynamic force concentrates more towards the rear wing. Therefore, RearWing Extend to back will have a higher effectiveness in increasing the reaction force between the rear axle and the road surface compared to Extend to Front, as shown in fig. 4, *b*.

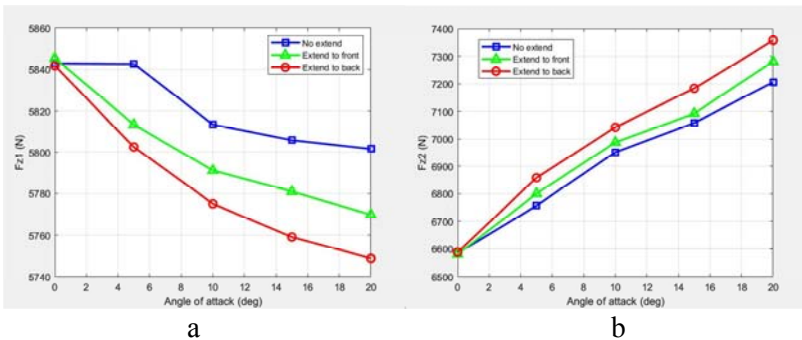


Figure 4– Graphs of the change in ground reaction force of the front axle (a) and the rear axle (b)

The acceleration capabilities of coupe vehicles are often of particular interest. Acceleration capability is primarily evaluated by the maximum longitudinal acceleration force that can be generated during motion. The acceleration force is calculated as the maximum traction force that can be generated at the driving axle minus the influence of resistive forces such as rolling resistance, aerodynamic drag, inertial resistance, and gradient resistance. Here, we assume the vehicle is operating on a flat surface (gradient resistance = 0) and moving at a constant speed of 100 km/h, so gradient resistance and inertial resistance can be considered negligible. Using the formula (3), the relationship between acceleration force and the angle of attack is shown in fig. 5. When extending the RearWing at a 0-degree angle of attack, the impact on the vehicle's acceleration capability is insignificant due to minimal changes in aerodynamic forces on the RearWing. However, as the angle of attack increases-

es, the downward force (downforce) and aerodynamic drag force increase significantly. Hence, the maximum acceleration force tends to increase rapidly at small angles of attack from 0 to 10 degrees, reaching a peak at an angle of attack of 10 degrees. At larger angles of attack, the increase in acceleration force is not as significant.

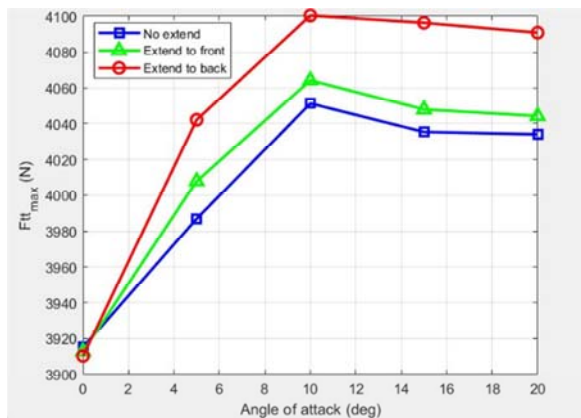


Figure 5 – Graph of maximum acceleration force

CONCLUSION

This paper has presented the simulation and analysis of rear wing extension on the vehicle dynamics. The 2-door coupe car model equipped with NACA 4412 wing was the subject of this study. The changes in the wing's length are investigated in three cases: original wing, forward extended, and backward extended wings. The angle of attacks was also considered. The results showed that increasing the length of the wing leads to increasing downforce and improving the traction force. This finding can be used as a reference when designing high-speed vehicles with responsive wings.

REFERENCES

1. Pfadenhauer, M. Aerodynamics of Road Vehicles / M. Pfadenhauer. – 5th edn. SAE International, Warrendale, 2016.
2. Mao, Xu. Aerodynamic Performance Improvement of a New Type Wing for Formula Sae Car / Xu Mao , Wu Ningning. – Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering. – Vol. v3, № 9. – P. 1397–1402.

3. Senior, A. E. The force and pressure of a diffuser equipped bluff body in ground effect / A. E. Senior, X. Zhang/ – ASME J. Fluids Eng., 2001.

4. Hortelano-Capetillo, J. G. 2020, Aerodynamic analysis in CFD of spoilers in conventional cars / J. G. Hortelano-Capetillo, J. M. Vázquez, G. Rodríguez-Ortíz // Revista de Ingeniería, 2020. – № 4(11)/ – P. 1–12.

5. Mukda, P. Effect from Accessories on Pickup Aerodynamics by Computational Fluid Dynamics / P. Mukda // In 6th Int'l Conference on Advances in Engineering Sciences and Applied Mathematics (ICAESAM'2016), 2016/ – P. 59–63.

6. Launder, B. E. The numerical computation of turbulent flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974/ – № 3. – P/ 269–289.

7. Grau, E. Análisis aerodinámico de las principales configuraciones de parte trasera de un vehículo convencional / E. Grau // Grau en Eng. en Technol., Ind. Análisis, 2019. – P. 2–105.

8. Palencia, J. Estudio Del Comportamiento Aerodinamico De Un Aleron Trasero En El Diseño De Vehiculo Tipo Formula SAE / J. Palencia, N. García, M. Pinto // №. October 2015, 2015. – P. 1–10,

Представлено 15.05.2024

УДК 629.03

**ПРИМЕНЕНИЕ MPC И PID ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ
ДВИЖЕНИЕМ АВТОМОБИЛЯ ПО ЗАДАННОЙ
ТРАЕКТОРИИ**

**THE USE OF MPC AND PID TO CONTROL THE MOVEMENT
OF THE CAR ALONG A GIVEN TRAJECTORY**

Ле Ван Нгиа,

Кафедра Автомобили, Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики, Университет Ханоя
Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia,

Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

В эпоху технологических достижений исследование и применение эффективных методов управления в автомобилях становятся важнейшей областью, охватывающей не только автономные транспортные средства, но и другие интеллектуальные функции. Данная работа рассматривается применении комбинации техник PID (пропорционально-интегрально-дифференциальное управление) и MPC (управление на основе модели предсказания) для повышения эффективности управления движением автомобилей, особенно при отслеживании заданных траекторий. В исследовании, приведется динамическая модель автомобиля, на основании которой дается оценка эффективности работы комбинации PID и MPC о минимизации отклонения между фактической траекторией движения и заданной траекторией при поддержании постоянной скорости автомобиля. Результаты показывают, что этот интегрированный подход обеспечивает значительно лучшую эффективность по сравнению с использованием только методов PID или MPC.

In the era of technological advancements, the research and application of efficient control techniques in automobiles are emerging as a crucial field, not only focusing on autonomous vehicles but also encompassing other intelligent functionalities. A recent study has employed a

combination of PID (Proportional-Integral-Derivative) and MPC (Model Predictive Control) techniques to augment the performance of motion control in vehicles, particularly in tracking predefined trajectories. By utilizing a dynamic kinematic model, the study assessed the efficacy of the PID and MPC amalgamation in minimizing the deviation between the actual motion trajectory and the predetermined reference trajectory, while maintaining a constant vehicle velocity. The findings reveal that this integrated approach yields superior effectiveness compared to solely employing either PID control or MPC methods.

Ключевые слова: траектория движения, PID, MPC, динамика поворота автомобиля.

Keywords: motion trajectory, PID, MPC, vehicle cornering dynamics.

INTRODUCTION

The research and application of effective control techniques on automobiles is becoming an important field, not only for autonomous vehicles but also for other intelligent functions that are being developed. One of the important problems in this field is to ensure that the vehicle's motion follows a predetermined trajectory, which is determined by the sensors installed on the vehicle (Radar, Lidar, Camera, GPS and others) and the model predictive controller (MPC) combined with the PID controller. When controlling a vehicle to follow a predetermined trajectory with an allowable error (according to SAE is 150 mm), it is necessary to take into account the effect of the lateral tire force generated during turning [1].

When turning, the vehicle's motion follows certain rules, affected by the steering angle and the lateral deformation of the tire during turning [2–3]. When there is a lateral force, the vertical reaction force from the road surface acting on the two wheels of the same axle changes, affecting the ability to transmit traction and braking force, and even causing dangers such as skidding or tipping the vehicle sideways. The lateral deformation of the tire during steering can cause the vehicle's trajectory to deviate when it is controlled automatically. This paper studies the ability of the vehicle to follow a predetermined trajectory in the case of parking and double lane change at different speeds, taking into account the lateral deformation of the tire during steering. The modeling method is chosen to carry out the above research.

MODELING DEVELOPMENT

Modeling of the cornering dynamics of the vehicle.

Based on prior research in electric vehicles [4–5], the paper presents the methodology for constructing a dynamic model of a front-wheel-drive electric vehicle based on the vehicle's dynamic equations.

The bicycle model can be used to investigate the cornering dynamics of vehicles in motion trajectory problems [2–4] (fig. 1).

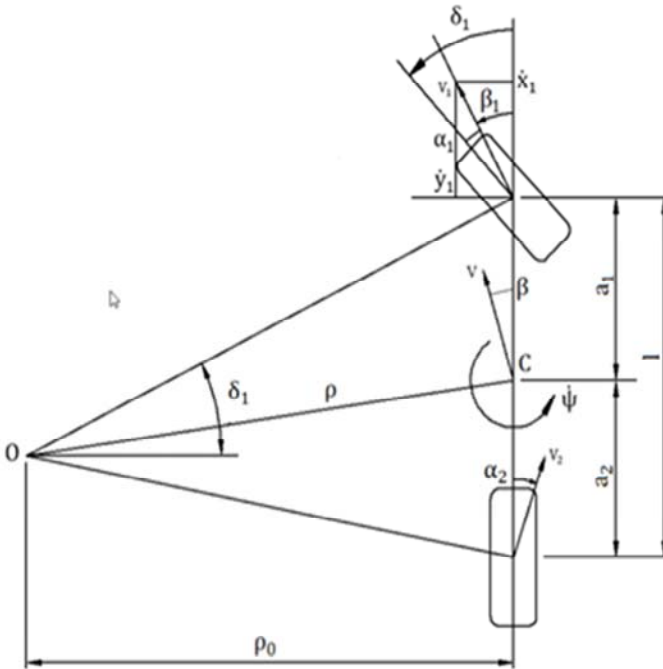


Figure 1 – Vehicle cornering model

Notation in fig. 1: β – yaw angle; δ – steering angle; v_1, v_2 – front and rear wheel velocities; a_1, a_2 – distances from the vehicle's center of gravity to the front and rear axles; l – wheelbase; ψ – vehicle body angle; ρ – turning radius; C – center of gravity; α_1, α_2 – front and rear lateral tire slip angles.

The equations of motion are obtained as follows:

$$\dot{y} = v_y + v_x \cdot \Psi; \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_{a1} - C_{a2}}{mv_x} & \frac{-a_1 \cdot C_{a1} + a_2 \cdot C_{a2}}{mv_x} - v_x \\ \frac{-a_1 \cdot C_{a1} + a_2 \cdot C_{a2}}{I_z \cdot v_x} & \frac{-a_1^2 \cdot C_{a1} - a_1^2 \cdot C_{a2}}{I_z \cdot v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_y \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{a1} \\ m \end{bmatrix} \cdot \delta; \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_{a1} - C_{a2}}{m \cdot v_x} & \frac{-a_1 \cdot C_{a1} + a_2 \cdot C_{a2}}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{-a_1 \cdot C_{a1} + a_2 \cdot C_{a2}}{I_z} & \frac{-a_1^2 \cdot C_{a1} - a_1^2 \cdot C_{a2}}{I_z \cdot v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{a1} \\ a_1 \cdot C_{a1} \\ I_z \end{bmatrix} \cdot \delta. \quad (3)$$

The Vinfast VF e34 car was chosen as the research subject, and its technical specifications are presented in tab. 1.

Table 1 – Input simulation parameters

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
a_1	1,125	m	I_z	2875	kg/m ²
a_2	1,486	m	C_{a1}	500	N/degree
m	1850	kg	C_{a2}	833	N/degree

Modeling of MPC, PID, and combined controllers.

At each sampling time, the future control signals are calculated by optimizing the objective function $J(U)$ in a similar form to the following equation:

$$J = \sum_{k=1}^N L(X(t+k/t), Y(t+k/t), u(t+k/t)).$$

The PID control scheme is named after its three corrective terms, the sum of which is formed by the manipulated variable:

$$u(t) = MV(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t).$$

The predefined trajectory and actual parameters of the Y-coordinate and roll angle of the vehicle body are fed into the PID controller, and the output of the controller is the steering wheel angle. With the obtained steering wheel angle, the position of the vehicle's center of gravity can be determined through the dynamic model of the vehicle's yaw motion.

MPC-PID Combined Control Model

The combination of the two MPC and PID models improves the system by overcoming the drawbacks of each individual model. The model of the system with the combination of MPC and PID is presented in fig. 2.

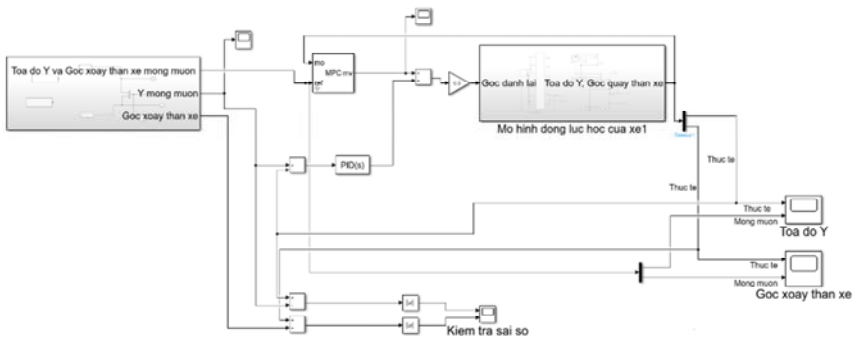


Figure 2 – Simulation Model of the Combined PID and MPC Controller

EXPERIMENTAL RESULTS AND ANALYSIS

The simulated double lane change trajectory is based on the «ISO double lane change test» [7]. Simulation results of Double Lane Change at Vehicle Speed of 120 km/h are present in fig. 3 and tab. 2.

Table 2 – Simulation error results at 120 km/h

Parameter	MPC + PID Controller	PID Controller	MPC Controller
Maximum Lateral Deviation of the Vehicle Trajectory	0,127 m	0,256 m	0,661 m
Maximum Yaw Angle Error	0,251 rad	1,011 rad	0,245 rad

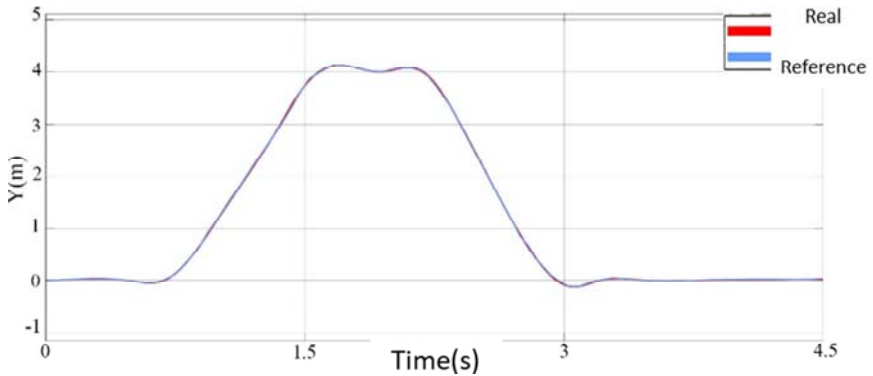


Figure 3 – Double Lane Change at 120 km/h using the Combined MPC and PID Controller

Simulation results of Right-Angle Turn at a Vehicle Speed of 100 km/h are present in fig. 4 and tabl. 3.

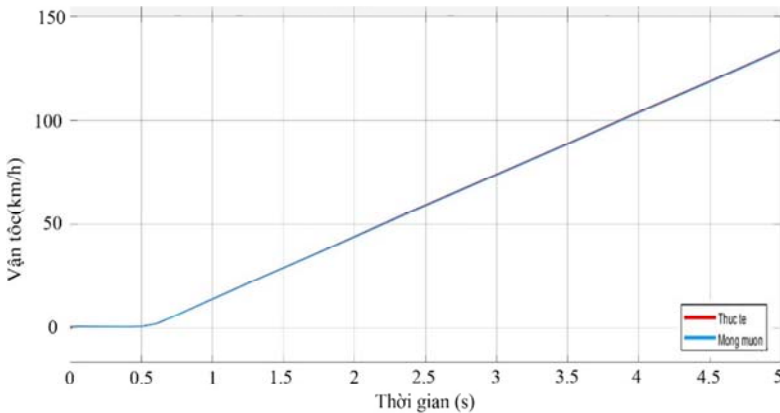


Figure 4 – Right-Turn Maneuver at 100 km/h using the Combined MPC and PID Controller

Table 3– Right-Turn Maneuver Error Results at 100 km/h

Parameter	MPC + PID Controller	PID Controller	MPC Controller
Maximum Lateral Deviation of the Vehicle Trajectory	0,130 m	0,415 m	0,710 m
Maximum Yaw Angle Error	0,320 rad	0,767 rad	0,326 rad

The results show that when performing double lane change and right-angle turn with constant longitudinal velocity, the lateral deviation using PID and MPC controllers is significant. According to the SAE standard for deviation of 150 mm, this indicates that at this speed, the performance of the PID or MPC controller alone is no longer guaranteed. Meanwhile, using the combined MPC and PID controller results in a maximum lateral deviation of 130 mm. This error falls within the SAE recommended range.

CONCLUSION

The construction of a combined MPC and PID controller for trajectory tracking leads to the conclusion that the controller satisfies the tracking of a predefined trajectory in the case of parking or lane changing at low speed, and is also effective compared to using only the MPC or PID controller alone. However, the controller does not operate completely accurately when the vehicle is moving at high speed. Based on this conclusion, future research will focus on optimizing or combining other controllers to achieve accurate trajectory tracking at high speeds.

REFERENCES

1. Autonomous Driving Based on Accurate Localization Using Multilayer LiDAR and Dead Reckoning / Naoki Akai [et al.] // IEEE 20th International Conference on Intelligent Transportation Systems / – Yokohama, Japan, 2017. – 7 p.
2. Ali, Y. Ungoren and Huei Peng, An Adaptive Lateral Preview Driver Model / Y. Ali // Vehicle System Dynamics, Volume 43, 2005. – Issue 4. – P. 245–259.
3. Matthias Tidlund Stavros Angelis, Optimal steering control input generation for vehicle's entry speed maximization in a double-lane change maneuver : Master Thesis / Matthias Tidlund Stavros Angelis / – Vehicle Engineering KTH Royal Institute of Technology, 2013. – 141 p.
4. Vehicle Dynamic / Vo Van Huong [et al.]. – Vietnam Education Publishing House Limited Company, 2014. – 214 p.
5. Toyota Yaris specifications [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.cardekho.com/toyota/yaris/specs>. – Date of access: 20.05.2024.

6. Nguyen Quang Hoang. MATLAB and SIMULINK basic / Nguyen Quang Hoang. – Vietnam Education Publishing House Limited Company, 2010. – 235 p.

7. ISO 3888-1 Passenger cars – Test track for a severe lane-change maneuver. – Part 1. – Double lane-change.

Представлено 15.05.2024

УДК 629.03

**ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ ШИН
ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАГРУЗКИ НА КОЛЕБАНИЯ
ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

**EVALUATING THE IMPACT OF TIRE STIFFNESS VARIATION
DUE TO LOAD CHANGES ON PASSENGER CAR OSCILLATIONS**

Ле Ван Нгиа,

Факультет Транспорта и Преобразования Энергии,
Институт Механики, Университет Ханоя Техники и Науки,
г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia,

Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

Tires are the components that make contact with the road surface, and their condition is one of the factors affecting the smoothness of the vehicle. This paper investigates the influence of tire stiffness variation on the performance of the suspension system. The study employs a combination of experimental and simulation methods to examine how changes in pressure and load lead to changes in tire stiffness, thereby affecting vehicle body oscillation. Experiments were conducted to determine tire stiffness, and the experimental results were incorporated into a quarter-car suspension system simulation model for further investigation. The

simulation results about relations of tire stiffness, load changes and vehicle body oscillation were presented.

Шины являются компонентами, которые контактируют с дорожным покрытием, и их состояние является одним из факторов, влияющих на плавность хода автомобиля. В данной статье исследуется влияние изменения жесткости шин на работу системы подвески. В исследовании используется сочетание экспериментальных и имитационных методов для оценки изменения давления и нагрузки шин к изменениям жесткости шин, и тем самым влияя на колебания кузова транспортного средства. Были проведены эксперименты по определению жесткости шин, и результаты экспериментов были включены в имитационную 1/4 модель системы подвески автомобиля для дальнейшего исследования. Показаны результаты моделирования о связи между жесткостью шин, нагрузкой и колебанием кузова автомобиля.

Keywords: *tire stiffness, tire pressure, vehicle vibration, quarter-car model.*

Ключевые слова: *жесткость шин, давление в шинах, вибрация автомобиля, 1/4 модель подвески автомобиля.*

INTRODUCTION

One of the criteria for evaluating the quality of an automobile is the ride comfort of the vehicle on the road [1, 2]. Among these, tire stiffness is a major factor influencing the ride comfort of the vehicle. Changes in tire stiffness led to body oscillation, affecting the sensation of the occupants. The paper [3] pointed out that tire stiffness has a significant impact on the performance of the suspension system. Rostami et al. [4] investigated the influence of tire stiffness on the suspension system. However, these studies have not clearly elucidated the importance of tire characteristics to the performance of the suspension system.

This paper assesses the influence of tire characteristics (changes in pressure and load applied to the wheel) on the performance of the suspension system. The experimental method combined with simulation demonstrates that the parameters used to evaluate the suspension system, such as vertical body oscillation, acceleration, and damping time, are affected by tire characteristics. The experiment helps determine the tire stiffness dependent on specific values of pressure and load, which are then incorporated into the simulation model. The simulation results help

evaluate the impact of tire and load characteristics on the vehicle's suspension system operation.

METHODOLOGY

To evaluate the oscillations of the vehicle body, a full-car suspension model is typically required. However, constructing a full-car model is quite complex. Therefore, this study employs a quarter-car suspension model for the analysis. Based on [1], the paper derives the equations (1) and (2):

$$m_a \cdot \ddot{z} = C \cdot (z_1 - z) + K \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}); \quad (1)$$

$$m \cdot \ddot{z}_1 = CL \cdot (h - z_1) + KL \cdot (\dot{h} - \dot{z}_1) - C \cdot (z_1 - z) - K \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}). \quad (2)$$

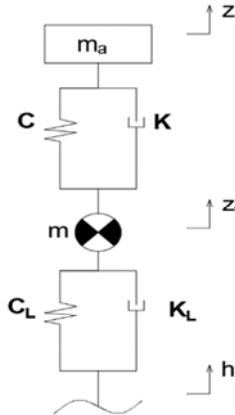


Figure 1 – Quarter-car suspension model

Tire stiffness at various pressures and loads was collected through experimentation. The experimental equipment included: a suspension test bench, height measuring devices, a 2014 Toyota Vios, load measurement devices, and tire pressure measurement devices.

The experimental procedure began by placing the rear axle of the Vios on the load measurement device. A tire pressure gauge was used to determine the pressure in the tires, after which the vehicle was loaded with four different loads (load values displayed on the device) to meas-

ure tire deformation. The recorded measurements were documented. Finally, the process was repeated for four different tire pressures.

Following the experiment, the paper constructs trendline graphs based on the collected data. From this, the equation of the trend line is described by (3):

$$y = 755,63 \cdot x^2 - 2466,8 \cdot x + 4029,9 \quad (3)$$

To evaluate the vehicle body oscillations, the paper simulates the wheel passing over a step bump. The step bump describes a scenario where the wheel, initially at a height of $h = 0,175$ m, drops to the road surface. By using a set of differential equations, the oscillation graph of the unsprung mass over time is obtained.

RESULTS & DISCUSSION

Figure 2 illustrates the relationship between vehicle body oscillations over time in two scenarios: low pressure under unloaded conditions and high pressure under fully loaded conditions.

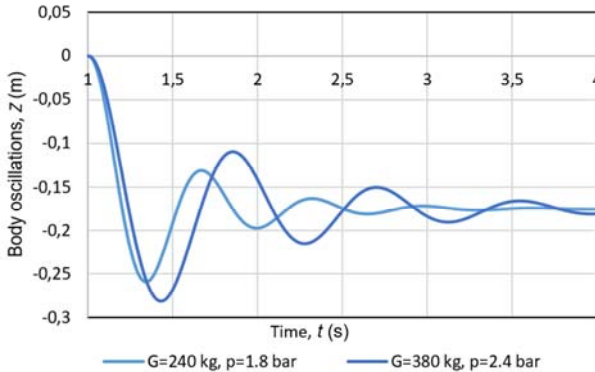


Figure 2 – Vehicle body oscillation amplitude in two cases study

Figure 2 shows a pronounced difference. When the vehicle is idling with a pressure $p = 1,8$ bar, two points are presented $Z_{max} = 0,0847$ m and $Z_{min} = 0,0439$ m. Meanwhile, a fully loaded vehicle traveling with a pressure of $p = 2,4$ bar has a score of $Z_{max} = 0,1065$ m and $Z_{min} = 0,0661$ m. The difference of two points can be evaluated, Z_{max}

and Z_{min} , in the above two cases. The amplitude of fluctuations corresponding to two points Z_{max} is 26 % and Z_{min} is 51 %. The oscillation extinguishing time of cases is also different, specifically with idle conditions $p = 1,8$ bar, $t = 1,35$ s, and with full load conditions $p = 2,4$ bar, $t = 2,124$ s. The time difference between the two cases is 58 %. With longer oscillation extinguishing times, vehicle body oscillations occur stronger, and the occupants will have a noticeable feeling of the smoothness of the vehicle in the above two cases.

Figure 3 illustrates that with two completely different conditions, an idling vehicle with a pressure of $p = 1,8$ bar and a fully loaded vehicle with a pressure of 2,4 bar, the acceleration between the two cases has a noticeable fluctuation. At idle with pressure $p = 1,8$ bar, a maximum acceleration was represented as $a_{max} = 13,4$ m/s² and a minimum acceleration of $a_{min} = 9,22$ m/s². At full load with a pressure of $p = 2,4$ bar, a maximum acceleration was represented as $a_{max} = 8,88$ m/s² and a minimum acceleration of $a_{min} = 6,31$ m/s². The differential acceleration in the two cases corresponds to the maximum acceleration value of 51 % and to the minimum value of 47 %.

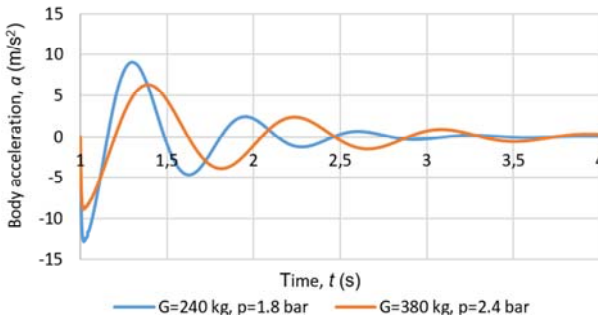


Figure 3 – Vehicle body acceleration in two cases study

According to fig. 4, in terms of quenching time, in a vehicle without a load, the extinguishing time fluctuates at 2,17 s, and in full load mode, it is 2,5 s.

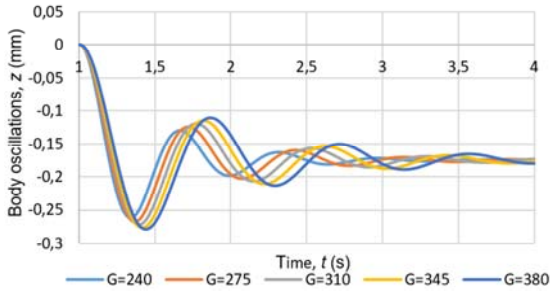


Figure 4 – Vehicle body oscillations corresponding to different loads

Figure 5 illustrates the vertical acceleration of the vehicle body under different load conditions. The damping resistance and the elastic force of the springs remain constant, as the stiffness of the C_L tires shows negligible variation. The inertial force is balanced by the damping resistance, and with the elastic force being constant, the inertial force also remains constant. Consequently, the variation in acceleration across different load conditions is primarily influenced by the mass m . As the mass increases, the acceleration decreases, resulting in a smaller acceleration amplitude compared to that of a lower mass.

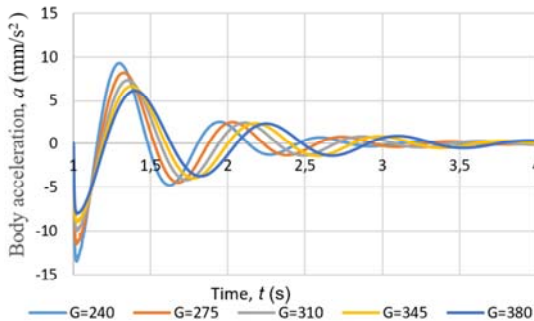


Figure 5 – Acceleration of the vehicle body corresponding to different loads

CONCLUSION

This paper evaluates the effectiveness of the automotive suspension system by determining the impact of tire stiffness. The experiment collects parameters for the simulation model by examining and assessing the suspension system under varying pressures and loads in two scenarios: the first scenario involves an unloaded condition at low tire pressure

and a fully loaded condition at high tire pressure; the second scenario maintains a constant tire pressure of $p = 2,2$ bar while varying the load. The first scenario shows a significant difference, with vehicle body oscillation differing by 51 % and vehicle body acceleration by 58 %. The second scenario demonstrates that as the load gradually increases, the oscillation increases by approximately 12% for each load increment, and acceleration increases by 15%. In summary, riding at a low load condition provides a smoother experience for the passengers compared to a high load condition.

Funding: This research is funded by the Hanoi University of Science and Technology under project number T2023-PC-023.

REFERENCES

1. Elbanhawi, M. In the Passenger Seat: Investigating Ride Comfort Measures in Autonomous Cars / Mohamed Elbanhawi, Milan Simic, Reza Jazar. – IEEE. – Vol. 7. – Issue 2, 2015.

2. Els, Schalk. The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles / Schalk Els // Journal of Terramechanics, 2005. – № 42. – P. 47–64.

3. Al-Solihat, Mohammed Khair. Influence of tyre pressure on an urban bus transient and steady state handling performance / Mohammed Khair Al-Solihat, S. Rakheja, A. Ahmed // Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-journal of Automobile Engineering.– PROC INST MECH ENG D-J AUTO, 2010. – № 224. – P. 893–908.

4. Rostami, Hossein. (2023). Investigation of tire stiffness and damping coefficients effects on automobile suspension system / Hossein Rostami, Maryam Fallah Najafabadi, Davood Domiri Ganji. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2023. – P. 237.

5. Effects of Tyre Pressure on Vehicle Suspension Performance / Mazin Hamed [et al.] // International Letters of Chemistry, Physics and Astronomy, 2015. – № 55. – P. 104–113.

6. Kasprzak, Edward. Inflation Pressure Effects in the Nondimensional Tire Model / Edward Kasprzak, Kemper Lewis, Douglas Milliken // SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2007. – № 115. P. 1781–1792.

Представлено 15.05.2024

УДК 629.03

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТИ ШИН НА КОЛЕБАНИЯ
КУЗОВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

**ANALYZING OF THE TIRE STIFFNESS IMPACT
ON THE PASSENGER CAR BODY OSCILLATION**

**Нгуен Бинь Хьем¹, Ле Ван Нгиа¹, Чан Чонг Дат¹, Та Тьен Лой¹,
Харитончик С. В.², д-р техн. наук, проф.,
Руктешель О. С.², д-р техн. наук, проф.,
Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.,**

¹Группа «Автомобили», Факультет Транспорта и Преобразования
Энергии, Институт Механики, Университет Ханоя Техники
и Науки, г. Ханой, Вьетнам

²Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

**Nguyen Binh Khiem¹, Le Van Nghia¹, Tran Trong Dat¹, Ta Tien Loi¹,
S. Kharytonchik², Doctor of techn. Scienc., Prof.,
O. Rukteshel², Doctor of techn. Scienc., Prof.,
V. Kusyak², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,**

¹Automotive Engineering Group, Department of Vehicle and Energy
Conversion Engineering, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam,

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Шины воспринимают неровности дорожного покрытия при движении транспортного средства. Жесткость шин является важнейшим параметром их эксплуатационных характеристик и одним из ключевых факторов, влияющих на работу подвески. В работе используется комбинация экспериментальных методов и моделирования для исследования воздействия давления и нагрузки на жесткость шин и анализа влияния этих параметров на колебания кузова транспортного средства, его виброускорения и время отклика. Определение жесткости шин при вариации давления и нагрузки проводилось экспериментально на испытательном стенде с последующей передачей этих данных в 1/4 модель подвески для анализа вибрации кузова автомобиля. Как показали результаты

теоретических и экспериментальных исследований в условиях отсутствия нагрузки (в снаряженном состоянии автомобиля) изменение давления в шинах практически не оказывает влияния на работу подвески. Вариация давления в шинах приводит к изменению амплитуд колебаний кузова транспортного средства не более чем на 6,6 %, а продольного ускорения кузова не более чем на 11,9 %. При этом время затухания колебаний остается постоянным во всем диапазоне давлений в шинах и составляет 1,35 секунды.

Tires perceive road surface unevenness when vehicles are moving. Tire stiffness is the most important parameter of their performance characteristics and one of the key factors affecting on the suspension system operation. The paper illustrates a combination of experimental and simulation methods to investigate the effects of pressure and load on tire stiffness and analyze the influence of these parameters on vehicle body vibrations, longitudinal body acceleration and response time. Tire stiffness was determined experimentally with pressure and load changes on a test bench, which were then converted into a 1/4 susp vehicle body oscillation ension simulation model for analyzing vehicle body vibration. The theoretical and experimental results demonstrate that under unloaded vehicle conditions the performance of the suspension system remains consistent. Changes in tire pressure lead to deviations in vehicle body oscillation amplitudes by no more than 6,6 % and longitudinal body acceleration by no more than 11,9 %. At the same time, the damping time of oscillations is consistent across all tire pressure conditions, measured at 1.35 seconds.

Ключевые слова: подвеска, жесткость шин, давление в шинах, испытательный стенд, 1/4 модель подвески автомобиля, моделирование, вибрация кузова автомобиля.

Keywords: suspension, tire stiffness, tire pressure, test bench, quarter-car suspension model, simulation, vehicle body oscillation.

INTRODUCTION

The suspension system plays a crucial role in ensuring the safety and comfort of a vehicle. It is a primary concern for both users and manufacturers, leading to numerous studies focused on improving the smoothness of the suspension system. Within the suspension system, tires significantly impact overall performance.

Many studies have demonstrated the influence of tires on the suspension system. Parczewski [1] and Andrzej Zuska et al. [2] have shown that changes in tire pressure cause variations in the radial transformation and lateral stiffness of the wheel, reducing the radial stiffness of the tire and resulting in changes in the equivalent vertical stiffness of the suspension system. Additionally, it increases the braking distance for both straight-line and curved-line driving and develops the vehicle's understeer tendency. Ha D. V. [3] investigated semi-trailers and found that tire stiffness affects the dynamic load of the vehicle, reducing the tire's road-friendliness. Similarly, Van L.V. [4] indicated that increasing tire stiffness raises the dynamic load and vice versa.

This paper evaluates the impact of tire characteristics, specifically the variation in pressure applied to the wheels, on the performance of the suspension system in a 2014 Toyota Vios. The study employs a combination of experimental methods and simulation to analyze vehicle body oscillation, acceleration, and response time, thereby assessing the influence of these parameters on the suspension system. The experiments determined that tire stiffness depends solely on pressure and specific load. These parameters were then used as inputs for the suspension system simulation model. The resulting graphs of vehicle body oscillation and acceleration provide insights into how tire pressure characteristics affect the suspension system's performance.

METHOD

Quarter-car suspension model.

A quarter-car model was constructed to investigate vehicle vibrations. Fig 1 illustrates the system's dynamics where m_a and m represent the sprung and unsprung masses respectively. Additionally, the system includes an elastic component characterized by stiffness C and spring force F_c , and a damping component represented by damping coefficient K and damping force F_k .

The coordinates of the sprung and unsprung masses are z and z_1 , respectively, with the height of the pump on the road surface denoted as h . Therefore, the following forces acting on the system are expressed by equations (1) and (2):

$$F_C = F_{dh} = C_\lambda = C \cdot (z_1 - z); \quad (1)$$

$$F_K = F_{gc} = K_v = K(\dot{z}_1 - \dot{z}). \quad (2)$$

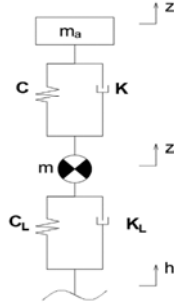


Figure 1 – Quarter-car suspension model

The tire has C_L as the tire stiffness F_{CL} as the elastic force of the tire, K_L as the damping coefficient of the tire, and F_{KL} as the damping force of the tire. Therefore, the deformation force is presented by (3):

$$F_{CL} = C_L \cdot \lambda_1 = C_L(h - z_1) \text{ and } F_{CK} = K_L \cdot v_1 = K_L(\dot{h} - \dot{z}_1).$$

Separating the sprung and unsprung masses, applying the forces and balancing the forces according to D'Alembert's principle, the system of oscillation equations is obtained by (4) and (5):

$$m_a \cdot \ddot{z} = C \cdot (z_1 - z) + K \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}); \quad (4)$$

$$m \cdot \ddot{z}_1 = CL \cdot (h - z_1) + KL \cdot (\dot{h} - \dot{z}_1) - C \cdot (z_1 - z) - K \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}). \quad (5)$$

The input parameter for the model is the height of the road surface irregularities. When the wheel drops from a height of 0.175 m to the road surface, solving the system of equations yields the real-time oscillation graph of the sprung mass. The suspension system parameters, damping, and tire stiffness are taken according to the design specifications of the vehicle model used in the study. Tire stiffness is an input parameter for the quarter-car model and this parameter can change

depending on actual conditions. Therefore, this article conducts experiments to evaluate the effect of load on tire stiffness.

Real experiments.

To gather parameters for the simulation process, the study conducted experiments to determine tire stiffness under various load and pressure conditions. The experimental setup included a suspension system test bench, height gauge, 2014 Toyota Vios, load measurement devices, and tire pressure measurement devices.

The experimental procedure began with placing the vehicle on the test bench and using a tire pressure gauge to determine the tire pressure. Subsequently, different loads were applied to the vehicle, measured at four distinct load levels (as indicated by the load measurement devices). For each load, a height gauge was used to measure tire deformation, and the data was recorded. This process was repeated with different tire pressure settings.

Tire stiffness depends on various factors, including tire material, tread pattern, tire pressure, and load. Changes in tire stiffness (C_L) alter the force F_{CL} , thereby affecting the performance of the suspension system. As tire pressure and load increase, tire stiffness also increases, leading to reduced shock absorption efficiency. Table 1 illustrates the variation in stiffness with pressure for different load levels.

Table 1 – Tire stiffness variation with pressure and load

1,8 bar	G (N)	2 bar	G (N)	2,2 bar	G (N)	2,4 bar	G (N)
C (N/cm)	1960	C (N/cm)	2150	C (N/cm)	2163	C (N/cm)	2474
	2010		2135		2157		2529
	2060		2125		2135		2514
	2121		2178		2185		2468
	2116		2166		2170		2466
C_{ib} (N/cm)	2053	C_{ib} (N/cm)	2151	C_{ib} (N/cm)	2162	C_{ib} (N/cm)	2490

This research computes the average tire stiffness with the same pressure at different loads to evaluate an overview of tire stiffness according to pressure but disregarding the vehicle's load. Figure 2 illustrates stiffness as a function of pressure. To facilitate the calculation of tire stiffness at any pressure, the following second order polynoml model (6) can be employed:

$$y = 4029,9 - 2466,8 \cdot x + 755,63 \cdot x^2, \quad (6)$$

in which y represents the tire stiffness (N/cm), and x denotes the tire pressure.

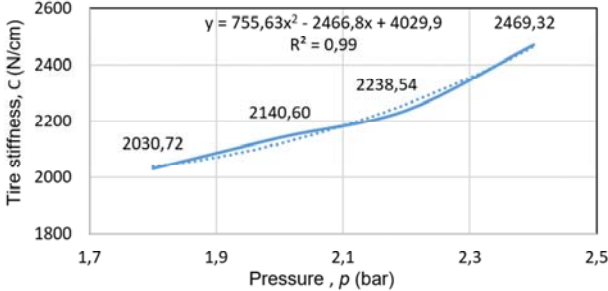


Figure 2 – Tire stiffness corresponding to tire pressure

RESULTS

Experiments were conducted by fixing the vehicle's mass and varying the tire pressure, leading to changes in tire stiffness for investigating the vehicle body oscillation concerning changes in tire stiffness. The research examines the vehicle's mass when unloaded, equivalent to 240 kg (quarter-car model), and the tire pressure ranging from 1.8 bar to 2.4 bar in the quarter-car model. The value of tire stiffness was calculated corresponding to each pressure value, as shown in tab. 1.

Substituting the vehicle parameters and each stiffness value into the previously constructed quarter-car model in the software (fig. 2), the article obtains the vehicle body oscillation amplitude graph (fig. 3) and the acceleration graph of the vehicle body (fig. 4) corresponding to each different pressure.

Figure 3 shows that changes in pressure have minimal effects on the vehicle body oscillation with the same mass. At a pressure of $p = 1.8$ bar, maximum amplitude $Z_{max} = 8.47$ cm and minimum amplitude $Z_{min} = 4.39$ cm by absolute from the new road level. Meanwhile, at a pressure of $p = 2.4$ bar, maximum amplitude $Z_{max} = 8.97$ cm and minimum amplitude $Z_{min} = 5.78$ cm. Therefore, the difference in oscillation amplitudes between the two cases can be evaluated. The difference in oscillation amplitudes corresponding to Z_{max} is 6 % and Z_{min} is 6.6 %. The damping time of oscillation in both cases is the same,

averaging 1.35 seconds. These results indicate that the influence of pressure on the vehicle body displacement is negligible, only about 6 %, which is quite small.

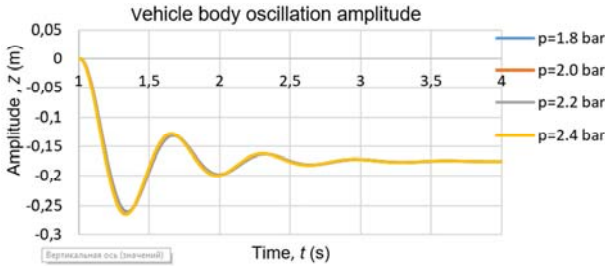


Figure 3 – Vehicle body displacement graph

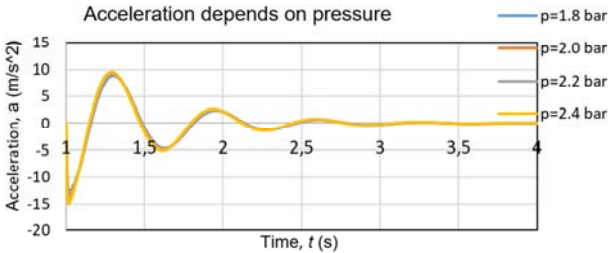


Figure 4 – Vehicle body acceleration graph

Figure 4 shows that changes in pressure have minimal effects on the vehicle body acceleration with the same mass. At a pressure of $p = 1.8$ bar, the maximum acceleration $a_{max} = 13.4$ m/s² and the minimum acceleration $a_{min} = 9.22$ m/s² by absolute values. Meanwhile, at a pressure of $p = 2.4$ bar, the maximum acceleration $a_{max} = 15$ m/s² and the minimum acceleration $a_{min} = 9.66$ m/s². The difference in acceleration between the two cases, corresponding to the maximum acceleration value, is 11.9 %, and for the minimum acceleration value, it is 4.8 %. It can be seen that the change in acceleration in both cases is quite small, and the damping time of oscillation is the same. This indicates that when driving on the road, the driver may have difficulty perceiving the difference in vehicle body oscillations when driving with different tire pressures. Similarly, as observed in the investigation of vehicle body

displacement, the acceleration along the vehicle body with respect to pressure also remains relatively small, below 12 %.

CONCLUSION

The article evaluated the effectiveness of the suspension system by examining tire stiffness, which varies with tire pressure. The relationship between tire stiffness and pressure is described by a quadratic equation based on experimental data. The simulation results demonstrated that, under unloaded conditions, changes in tire pressure resulted in vehicle body oscillation amplitudes varying by no more than 7 %, and longitudinal body acceleration differing by no more than 12 %. The damping time of oscillations was consistent across all tire pressure conditions, measured at 1.35 seconds. This indicates that, with a constant load, drivers are unlikely to perceive significant differences in vehicle body oscillation when driving with varying tire pressures.

Funding: This research is funded by the Hanoi University of Science and Technology under project number T2023-PC-023.

REFERENCES

1. The influence of vehicle tyres pressure on the suspension system response by applying the time-frequency approach / M. Hamed [et al.] // ICAC 2013. – Proceedings of the 19th International Conference on Automation and Computing: Future Energy and Automation. – London, UK, 2013. – P. 1–6.
2. Zuska, A. Influence of Changes in Stiffness and Damping of Tyre Wheels on the Outcome of the Condition Assessment of Motor Vehicle Shock Absorbers / A. Zuska, J. Jackowski // *Energies*, 2023. – № 16. – P. 3876.
3. Dang, V. H. Research evaluating road-friendly suspension systems / V. H. Dang // *Vietnam Journal of Science and Technology*. – Vol 4. – 2021. – P. 112–115.
4. Luong, V. V. The influence of tire rigidity on dynamic load in three-axle trucks / V. V. Luong // *Vietnam Journal of Science and Technology*. – Vol 1. – 2024. – P. 236–240.
5. Luu, V. T. *Vehicle Theory* / V. T. Luu // Vietnam Education Publishing House Limited Company. – Hanoi : 2019, 166 p.
6. Effects of Tyre Pressure on Vehicle Suspension Performance / M. Hamed [et al.] // *International Letters of Chemistry, Physics and Astronomy*. – 2015. – 55. – P. 104–113.

M. F. Najafabadi, D. D. Ganji // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 2023. – Part D: Journal of Automobile Engineering. – № 237(14). –P. 3313–3325.

8. Al-Solihat, M. K. Influence of tyre pressure on an urban bus transient and steady state handling performance/ M. K. Al-Solihat, S. Rakheja, A. K. W. Ahmed // Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-journal of Automobile Engineering. – PROC INST MECH ENG D-J AUTO. 224. – P. 893-908.

9. Study of Vehicle Ride Performance Using a Quarter Car Model and Half Car Model / F. Alam [et al.] // ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE). – Vol. 44458. – P. 337–341.

Представлено 15.05.2024

УДК 62-529

**МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**METHODS FOR IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY
OF AN ELECTRIC CARGO VEHICLE**

Поддубко С. Н., канд. техн. наук, доц.,

Калинин М. В., Кравцов И. П.,

Государственное научное учреждение «Объединенный
институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»
г. Минск, Республика Беларусь

S. Poddubko, Ph. D. in Eng., Ass. prof., M. Kalinin, I. Kravzov
The State Scientific Institution «The Joint Institute of Mechanical
Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus»
Minsk, Republic of Belarus

Статья посвящена разработке методических положений по автоматизации управления двухступенчатой КПП в составе энергоэффективного тягового силового электропривода грузового электромобиля полной массой 12 тонн.

The article is devoted to the development of methodological provisions for the automation of control of a two-stage gearbox as part of an energy-efficient traction electric drive of an electric cargo vehicle with a gross weight of 12 tons.

Ключевые слова: электромобили, многоскоростные коробки передач, электродвигатели, электромеханическая характеристика, алгоритм.

Key words: electric vehicles, multi-speed gearboxes, electric motors, electromechanical characteristics, algorithm.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день существенным недостатком электромобилей является недостаточный пробег на одной зарядке аккумуляторной батареи, что особенно выражено на моделях, оборудованных одноступенчатым понижающим редуктором и обусловлено необходи-

мостью работы электродвигателя в широком диапазоне скоростей вращения. В городских условиях эксплуатации тяговый электропривод значительную часть времени работает в диапазоне низких скоростей вращения и высоких крутящих моментов, как правило, этой области соответствует значение электромеханического КПД электропривода на 13–15 %, рис. 1, ниже номинальной величины [1–5].

Многочисленные исследования показали, что наиболее рационально переводить на электрическую тягу транспортные средства категорий M_3 , N_3 [6]. С целью удовлетворения двух критериальных условий: преодоления максимального подъема, равного 25 % и достижения необходимой максимальной скорости движения, целесообразно использовать двухскоростные коробки передач.

ОПИСАНИЕ ПОДХОДА К ПОВЫШЕНИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Задача повышения энергоэффективности электромобилей является в целом разносторонней. Эту задачу можно решать на уровне механизмов, участвующих в передаче мощности, на уровне вспомогательных систем, используемых в процессе эксплуатации электрического транспортного средства и на других уровнях. В данной статье предлагается рассмотреть подход к повышению энергоэффективности электромобиля посредством использования алгоритма управления, позволяющего электроприводу, находится в зоне более высокого КПД, а также осуществлять рекуперативное торможение в режиме синхронизации оборотов.

Особенность алгоритма заключается в том, что для запрашиваемого момента M , рис. 1 и текущих оборотов, система управления сравнивает значения КПД из карты эффективности и отдает предпочтение передаче с большим КПД. Также система осуществляет принудительное переключение с первой на вторую передачу при достижении максимальных оборотов.

В процессе переключения передач алгоритм позволяет адаптировать скорости вращения ведущих и ведомых деталей вальной КПП, посредством изменения оборотов электродвигателя. Синхронизация текущей скорости вращения ротора двигателя к требуемой, осуществляется с помощью ПИ-регулятора скорости.

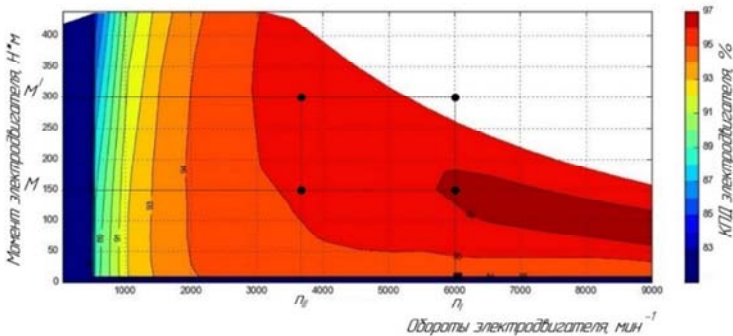


Рисунок 1 – Электромеханическая характеристика асинхронного электродвигателя с картой эффективности

Стоит отметить, что особенность синхронизации скорости с помощью ПИ-регулятора заключается в том, что по мере приближения текущей скорости вращения ротора двигателя к требуемой скорости синхронизации уменьшается момент задания с выхода регулятора скорости, эта особенность позволяет произвести включение передачи без нагрузки. Результаты моделирования работы алгоритма в Matlab представлены на рис. 2.

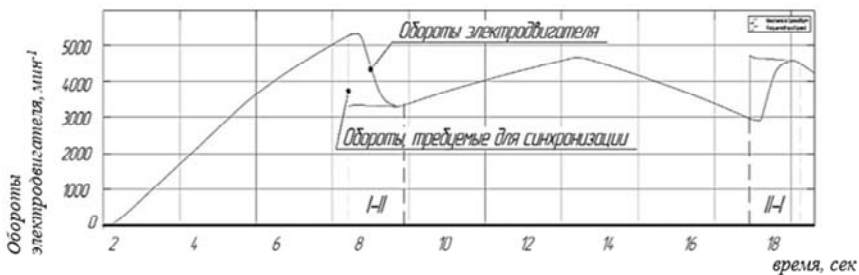


Рисунок 2 – Моделирование разгона с переключением передач

В качестве объекта апробирования вышеприведенных методик выбран грузовой электромобиль МАЗ-4388ЕЕ. Силовая установка, рис. 3, данного электрогрузовика имеет тяговый асинхронный электродвигатель номинальной мощностью 130 кВт и двухступенчатую валную КПП.

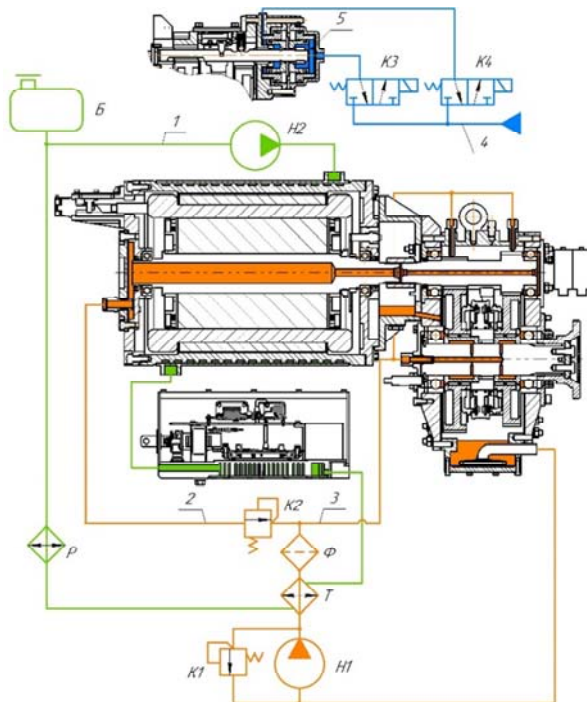


Рисунок 3 – Система тягового электропривода с двухступенчатой КПП
 1 – система охлаждения статора электродвигателя и инвертора; 2 – система охлаждения ротора электродвигателя; 3 – система смазки КПП; 4 – система управления рабочими камерами включений передач; 5 – пневмокамера управления КПП; H1 – насос смазки и охлаждения ротора; H2 – насос системы охлаждения статора электродвигателя и инвертора; T – теплообменник; P – радиатор; Ф – фильтр; K1 – предохранительный клапан; K2 – клапан смазки; K3, K4 – пневмоклапаны переключения передач; Б – расширительный бачок

На рис. 4 изображены результаты переключения передач в движении электрогрузовика МАЗ-4388ЕЕ. Приведен график изменения скорости вращения ротора тягового электродвигателя в процессе переключения с первой передачи на вторую. Следует отметить участки:

- сброса момента и выведения муфты синхронизатора в «нейтраль» 0,2 с;
- «подстройка» под скорость вращения ротора на второй передаче 0,9 с;

– включение второй передачи и выход на исходное значение крутящего момента 0,6 с.

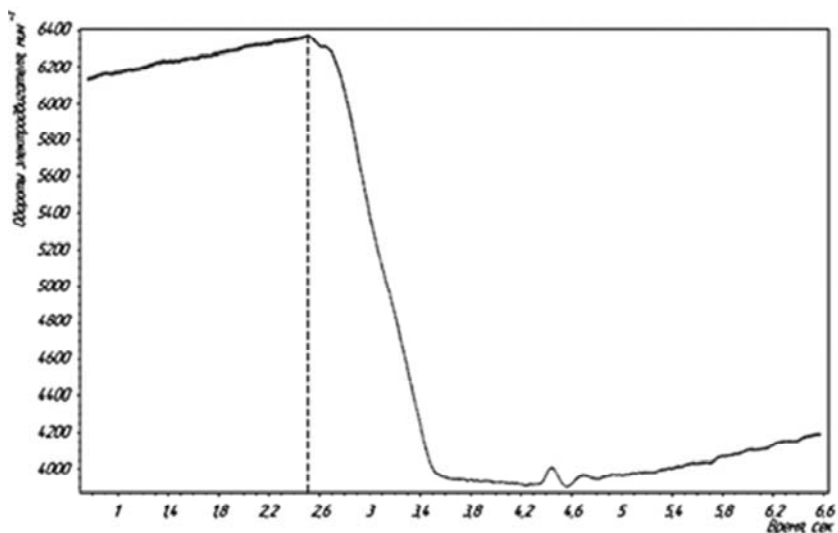


Рисунок 4 –Разгон электрогрузовика МАЗ-4388ЕЕ с переключением передач

В среднем процесс переключения в движении занимает 1,7–2 с.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение в тяговом электроприводе электромобиля двухступенчатой коробки передач и алгоритма управления процессом переключения на основе карт эффективности позволяет повысить энергоэффективность электропривода за счет работы в зоне с более высоким КПД, а также использовать электродвигатель с меньшим значением максимального крутящего момента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Харитонов, С. А. Перспективы использования коробок передач в электрических транспортных средствах / С. А. Харитонов, Э. И. Абасов // Тр. НАМИ. – 2017. – № 2(269). – С. 101–106.
2. Hajduga, A. The use of multi-speed mechanical transmission in electric drives / A. Hajduga, A. Kieracińska // The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. – 2017. – Vol. 75, no. 1. – P. 39–67.

3. Ruan, J. Comparison of power consumption efficiency of CVT and multi-speed transmissions for electric vehicle / J. Ruan, P. Walker, N. Zhang // International Journal of Automotive Engineering. – 2018. – Vol. 9, no. 4. – P. 268–275.

4. Energy consumption and lifecycle cost analysis of electric city buses with multispeed gearboxes / A. Ritari [et al.] // Energies. – 2020. – Vol. 13, no. 8. – 20 p.

5. Multi-speed gearboxes for battery electric vehicles: current status and future trends / F. A. Machado [et al.] // IEEE Open Journal of Vehicular Technology. – 2021. – Vol. 2. – P. 419–435.

6. О безопасности колесных транспортных средств: ТР ТС 018/2011: принят 09.12.2011: вступ. в силу 01.01.2015 / Комис. Тамож. союза. – М.: Стандартинформ, 2014. – 465 с.

7. Выбор рационального количества передач при разработке типоразмерного ряда высокоскоростных коробок передач электромобилей / С. Н. Поддубко [и др.]. // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]. – 2023. – Вып. 12. – С. 225–230.

Представлено 25.04.2024

УДК 629.111: 537.611

**НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ
ДЛЯ РАЗРАБОТКИ КОМПОНЕНТОВ ОПЫТНЫХ
ОБРАЗЦОВ МИНИЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

NEW MATERIALS AND THEIR APPLICATION FOR
THE DEVELOPMENT OF PROMOTION COMPONENTS
OF MINI ELECTRIC TRANSPORTATION

Нормирзаев А. Р., канд. техн. наук, доц.,
Тухтабаев М. А., канд. техн. наук, доц.,
Наманганский инженерно-строительный институт,
г. Наманган, Узбекистан

A. Normirzaev, Ph. D. in Eng., Ass. prof.,
M. Tukhtabaev, Ph. D. in Eng., Ass. prof.,
Namangan Institute of Civil Engineering, Namangan, Uzbekistan

В статье рассмотрен вопрос разработки и использования высокопроизводительной техники, создания новых материали для изготовления электродвигателей. Применительно к электрическим двигателям актуальной является научно-техническая задача разработки новых высокоэффективных магнитных материалов, создание двигателей различных размеров, которые будут соответствовать их функциональному назначению в общей системе электромотобиля. Применения технологии и создавать новые технические средства и их эффективное использование, результаты разработок и исследований магнитных материалов и комплексной технологии построения электродвигателей на их основе являются разрозненными, не позволяют создавать новые подходы для их массового внедрения.

This article discusses the development and use of high-performance equipment, the creation of new materials for the manufacture of electric motors. In relation to electric motors, the scientific and technical task of developing new highly efficient magnetic materials and creating motors of various sizes that will correspond to their functional purpose in the overall electric vehicle system are relevant. The application of technology and the creation of new technical means and their effective

use, the results of development and research of magnetic materials and complex technology for constructing electric motors based on them are disparate and do not allow the creation of new approaches for their mass implementation.

Ключевые слова: *композиционный материал, магнитомягкий материал, магнитные свойства, электромобиль, порошок, машина, металл, диэлектрик.*

Keywords: *composite material, soft magnetic material, magnetic properties, electric vehicle, powder, machine, metal, dielectric.*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время совершенно очевидно, что электрический транспорт благодаря огромному научно-технологическому развитию в области высокоэффективных электромагнитных двигателей и батарей завоевывают мировой рынок, является воплощением инновационного развития. Ведущие мировые производители начали серийный выпуск электрических модификаций своих электротранспортных средств. Общий объем продаж электромобилей вырастет с 2,5 млн. в 2020 году до 11,2 млн. в 2025 году, а к 2030 году достигнет 31,1 млн., электромобили обеспечат приблизительно 32 % общей доли рынка продаж новых автомобилей, и тенденция к увеличению их доли будет сохраняться.

Для эффективной работы автономных электрических устройств, включая электротранспорт, необходимо соблюдать баланс между энергией, запасенной батареей, и расходуемой мощностью электродвигателей. Естественно, что в электромобилях используются электромагнитные двигатели, причем кроме тяговых моторов, используется большое число исполнительных моторов в системах вращения, управления сканирующими зеркалами и камерами, заслонками климатического комфорта, эргономичного позиционирования кресел и других. То есть для применения в электротранспорте требуется номенклатура разнообразных двигателей, энергетические затраты которых будут соответствовать и оптимизированы по отношению к выполняемой функции.

НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОПЫТНЫХ ОБРАЗЦОВ МИНИЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

В принятых программах развития электротранспорта в Беларуси и Узбекистане и стратегии действий дальнейшего развития Республики Узбекистан на 2021–2025 годы определены разработка и использование высокопроизводительной техники, создания и внедрения новых технологий и производственных мощностей и др. Применительно к электрическим двигателям актуальной является научно-техническая задача разработки новых высокоэффективных магнитных материалов, создание двигателей различных размеров, которые будут соответствовать их функциональному назначению в общей системе электромобиля. Для достижения этих показателей важно совершенствовать технологии и создавать новые технические средства и их эффективное использование.

Приведенные в научной исследовании результаты разработок и исследований магнитных материалов и комплексной технологии построения электродвигателей на их основе [1–4] являются разрозненными, не позволяют создавать новые подходы для их массового внедрения. Именно интегрирование, объединение разделов науки и техники позволит разработать научные основы и практическую возможность производства и внедрения двигателей различного назначения с применением порошковых магнитомягких материалов в системы электротранспорта.

Одним из методов получения высокоэффективных материалов для электротехнических применений является метод капсулирования частиц металлических порошков, например, порошков железа, оксидными покрытиями [4–6]. Известные методы капсулирования порошка железа тонким оксидным слоем, а именно механическим наплавлением оксидного слоя, формированием оксидного слоя в результате разложения сульфатов и нитридов металлов и формированием оксидного слоя из газового оксидного слоя, создают некачественное покрытие и являются малоэффективными [7–8].

Предлагаемый нами метод капсулирования порошка железа оксидным слоем является высокоэкономичным методом, практически не изменяющим стоимость последнего, и, с позиций получения заданного состава с заданными магнитными параметрами и удельным электросопротивлением, может быть широко использован в практи-

ке для получения МДМ-сплавов («металл-диэлектрик-металл») с особыми магнитными и электрическими свойствами [9–18].

На сегодняшний день широко распространенными стали различные электромобили для детского возраста, предназначенные для аренды на детских площадках в парках, а также для индивидуального применения. Развлечения в виде катания на детских электромобилях стали популярными у детей любого возраста [10–13]. Большинство существующих машин для детей импортные, многие из которых недостаточно адаптированы к местным климатическим условиям, а некоторые и морально устарели. Для решения задачи изготовления собственного миниэлектротранспорта, прежде всего, необходимо создать и внедрить в производство самые качественные и безопасные машины на основе новых материалов и новых конструктивных решений.

Большинство детских электромобилей имеет один или два мотора. Модели с одним мотором (мощностью от 60 до 100 Вт) развивают максимальную скорость до 4,5 км/ч. Такие электромобили, как правило, способны преодолевать угол подъема только до 5 %, поэтому их можно использовать только на ровных поверхностях. Все эти характеристики делают эти модели идеальными для детей младшего возраста.

Электромобили с двумя моторами различаются по мощности: от 140 до 170 Вт; от 170 до 240 Вт; и от 240 Вт. Двигатели мощностью от 140 до 170 Вт позволяют развивать максимальную скорость до 7,5 км/ч и обеспечивают преодоление угла подъема до 10 %. Модели, оснащенные двигателями мощностью от 170 до 240 Вт, разгоняются до 10 км/ч, а электромобили с двигателями мощностью от 240 Вт – это настоящие внедорожники, преодолевающие подъем до 17 %, с разгоном до 17 км/ч. Эти модели можно использовать за городом и на любых неровных поверхностях. Таким образом, электротранспорт для детей не требует большой мощности двигателя [18–25].

Научная идея работы состоит в улучшении характеристик электродвигателей путем применения новых материалов на основе металлических порошков, покрытых изолирующим слоем, при изготовлении магнитопроводов. Изготовление магнитопроводов методами порошковой металлургии позволяет снизить потери на вихревые токи из-за того, что каждая частица материала изолирована от других, а также снизить производственные отходы, таким

образом повысить экологичность производства. Новизна научной идеи заключается в том, что будут разработаны физические и химические принципы технологии создания нового класса композиционных магнитомягких материалов, обеспечивающих в разрабатываемом миниэлектродвигателе достижение высокой мощности и уменьшение массогабаритных параметров.

Методика нанесения покрытий включала в себя этап предварительного смешивания исходного порошка железа ASC100.30 с заданным количеством реактива, в состав которого входил спиртовой раствор ортофосфорной кислоты в соотношении – 40 % H_3PO_4 + 60 % этиловый спирт. На следующем этапе приготовленный порошок помещали в реактор для нанесения изоляционных покрытий. Обработку смеси проводили в реакционном барабане при давлении от 10^5 до 10^6 Па, нагреваемом до температуры 150–200 °С в течение 15–30 мин. Изготовление композитов проводится путем гидростатического прессования капсулированных порошков в изготовленных пресс-формах под давлением 0,5–0,6 ГПа при нормальных условиях. Спрессованные композиты подвергаются термообработке и нормализации физических параметров. Отжиг образцов производится при температуре 400–450 °С в специальных автоклавах в зависимости от требований [12–18].

Изучение кристаллической структуры композитов выполнено на дифрактометре ДРОН-3 М в CuK_α излучении в диапазоне углов $20 \leq 2\theta \leq 90$ при комнатной температуре. Морфология и химический состав порошков изучена методом сканирующей электронной микроскопии (СЭМ) на микроскопе Hitachi SEM, Zeiss. Перед проведением исследований поверхность композита предварительно шлифовалась и полировалась для удаления поверхностного оксидного слоя.

Исследования намагниченности исходных порошков железа ASC 100.30 и композитов на основе капсулированных оксидом фосфора порошков ASC 100.30 проведены в интервале температур 77–1100 К в магнитном поле 0,86 Тл пондеромоторным методом. Полевые зависимости намагниченности изучены с помощью вибрационного магнетометра универсальной измерительной системы «Liquid Helium Free High Field Measurement System» компании «Cryogenic Ltd» при 300 К в магнитном поле до 14 Тл [8–11].

Из анализа температурных зависимостей полученного порошкового композита установлено, что нанесение оксидного покрытия P_2O_5 не приводит к изменению магнитных характеристик в пределах погрешности измерений. Величина удельной намагниченности композита на основе капсулированного оксидом титана порошка составляет $217 \text{ A}\cdot\text{m}^2\cdot\text{kg}^{-1}$, а температура Кюри равна 1002 K . При температурных измерениях в режиме охлаждения от 1060 K в обоих случаях (до и после капсуляции) наблюдается незначительное снижение величины удельной намагниченности на $\sim 10 \text{ A}\cdot\text{m}^2\cdot\text{kg}^{-1}$, что можно объяснить отжигом образцов в процессе измерений.

Результаты магнитометрических измерений подтверждаются исследованиями полевых зависимостей удельной намагниченности при комнатной температуре (рис. 1 и 2).

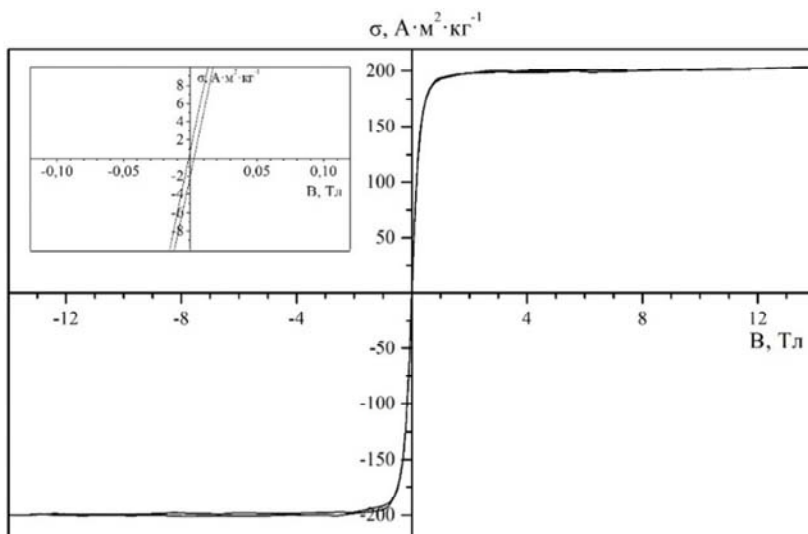


Рисунок 1 – Полевые зависимости удельной намагниченности исходного порошка железа ABC100.30

Композит и порошок основы обладают петлей гистерезиса, характерной для магнитомягких материалов. Намагниченность достигает насыщения в низких полях до 1 Tl , и при снятии внешнего магнитного поля спонтанная намагниченность практически равна нулю.

Таким образом, синтезированные композиты на основе порошка железа АВС100.30, частицы которого капсулированы оксидом фосфора, обладают магнитными характеристиками, необходимыми для изготовления электротехнических компонентов электродвигателей.

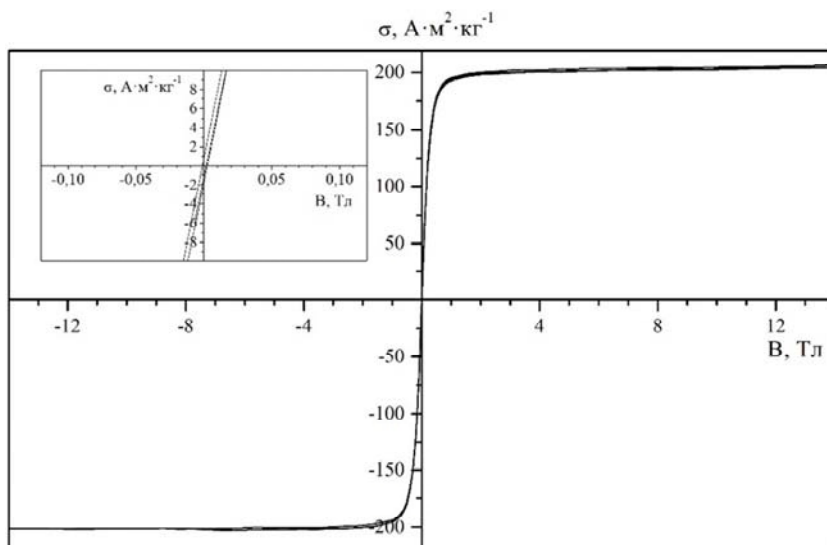


Рисунок 2 – Полевые зависимости удельной намагненности порошкового композита АСC100.30+ P_2O_5

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено изготовление магнитомягкого композиционного материала с требуемыми параметрами методом капсулирования порошка железа тонким оксидным слоем на основе P_2O_5 . Проведены исследования структуры и морфологии поверхности полученных композиционных материалов. Величина плотности, рассчитанная из данных рентгеноструктурного анализа, примерно на 3 % больше, чем непосредственно измеренных значений, которые составляют $7,7 \text{ г/см}^3$. Низкая пористость композитов подтверждается результатами SEM и EDX.

Предложенный метод капсулирования порошка железа оксидным слоем является высокоэкономичным методом для нанесения покрытий различного химического состава на металлические по-

рошки, и может быть широко использован в практике для получения электротехнических материалов. Проведены комплексные исследования свойств полученных образцов порошковых композиционных материалов на основе железа ABC100.30, частицы которого капсулированы оксидом фосфора.

Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований в рамках совместного проекта БРФФИ-Узбекистан № T21УЗБГ-006.

ЛИТЕРАТУРА

1. Das, J. Novel powder metallurgy technique for development of Fe–P-based soft magnetic materials. / J. Das [et al.] // J. of Mag. and Mag. Mat. – Vol. 320, № 6. – 2008. – P. 906–915.

2. Birčáková, Z. Magnetic properties of Fe-based soft magnetic composite with insulation coating by resin bonded Ni-Zn ferrite nanofibers / Z. Birčáková [et al.] // J. of Mag. and Mag. Mater. – Vol. 485. – 2019. – P. 1–7.

3. Gheiratmand, T. Iron-borosilicate soft magnetic composites: The correlation between processing parameters and magnetic properties for high frequency applications / T. Gheiratmand [et al.] // J. of Mag. and Mag. Mat. – Vol. 429. – 2017. – P. 241–250.

4. Hilzinger, R. Magnetic materials: fundamentals, products, properties, applications / R. Hilzinger, W. Rodewald // Hanau : Vacuum-schmelze. – 2013. – 608 p.

5. Структура и морфология магнитомягких материалов на основе капсулированного фосфидами порошка железа ABC100.30 / А. О. Ларин [и др.] // Новые материалы и технологии: порошковая металлургия, композиционные материалы, защитные покрытия, сварка: материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. (Минск, 4–16 сент. 2022 г.) / Нац. акад. наук Беларуси [и др.] ; редкол.: А. Ф. Ильющенко (гл.ред.) [и др.]. – Минск : Беларуская навука, 2022. – С. 261–264.

6. Хакимов, Р. Переход на электротранспорт и пути развития / Р. Хакимов [и др.] // Energetika sohasini rivojlantirishda muqobil energiya manbalarining roli mavzusida vazirlik miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya ishtirokchilarining ilmiy ma ruza materiallari kiritilgan. NamMQI. – 2022. – С. 351–354.

7. Нормирзаев, Р. Х. Электротранспортни яратишга қаратилган изланишлар / Р. Х. Нормирзаев, М. А. Тухтабоев, Б. Туманбоева // Energetika sohasini rivojlantirishda muqobil energiya manbalarining roli mavzusida vazirlik miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya ishtirokchilarining ilmiy ma ruza materiallari kiritilgan. – NamMQI, 2022. – P. 354–358.

8. Vetcher, A. Electromagnetic Characteristics and Corrosion Resistance of New Magnetosoft Materials Based on Capsulated Iron Powders / A. Vetcher [et al.]. – Chem. Res. Chin. Univ. 36. – 2020. – P. 1326–1331.

9. Jingxin, Li The preparation and magnetic performance of the iron-based soft magnetic composites with the Fe@Fe₃O₄ powder of in situ surface oxidation / Li Jingxin [et al.]. – Journal of Magnetism and Magnetic Materials, – Vol. 454. – 2018, P. 103–109.

10. Govor, G. A. Magnetic properties of low-frequency composite soft magnetic material / G. A. Govor, A. O. Larin // Promising materials. – No. 7. – 2018. – P. 43–48.

11. Свойства композиционного материала на основе железных порошков / Г. А. Говор [и др.] // Механика и технология. – 2022. – Т. 4. – №. 9. – С. 178–184.

12. Tumanbaeva, B. M. Mini elektromobil uchun yangi turdagi elektruritmani ishlab chiqish / B. Tumanbaeva, B. Valiev, M. To'xtaboev // Fan va innovatsiya 2022: rivojlanish va ustuvor yo'nalishlari mavzusida Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya materiallari to'plami. 2-qism, – Namangan : NamMQI, 2022. – С. 134–136.

13. Electromagnetic properties of composite material based on ABC100.30 iron capsulated by phosphorus oxide / O. F. Demidenko [et al.] // Book of abstracts of VIII Euro-Asian Symposium «Trends in Magnetism» (EASTMAG-2022) – August 22-26, 2022, Kazan, Russia. – 2022. – Vol. II. – P. 190–191.

14. Properties of a Composite Magnetically Soft Material Based on Coated Iron Powders / G. A. Govor [et al.] // E3S Web of Conferences. – 2023. – Vol. 365. – P. 05001(9).

15. New Magnetic Materials and Their Application for Development of Prototype Mini-Electric Transport Components / O. F. Demidenko [et al.] // International Journal of Early Childhood Special Education (INT-JECSE). – 2022. – Vol. 14, N. 06. – P. 518–525.

16. Магнітопроводи на аснове капсуліраваных металічных порошковаў для вытворэння высокаэфектыўнага электродвигатэля / Г. А. Говор [і др.] // Актуальныя праблемы фізікі цвёрдага тэла: сб. докл. X Міжнарод. навуц. канф., Мінск, 22–26 мая 2023 / ГО «НПЦ НАН Беларусі па матэрыялаведэнню»; редкол.: В. М. Федосюк (пред.) [і др.]. – Мінск : А. Н. Вараксін, 2023. – С.170–172.

17. Разробка метадыкі вытворэння магнітопроводаў на аснове капсуліраваных металічных порошковаў для стварэння высокаэфектыўнага электродвигатэля / Г. А. Говор [і др.] // Актуальныя праблемы фізікі цвёрдага тэла: сб. тезісаў X Міжнарод. навуц. канф., Мінск, 22–26 мая 2023, ГО «НПЦ НАН Беларусі па матэрыялаведэнню» – Мінск : 2023. – С. 214.

18. Вытворэнне мотор-калёса для выпітных абразцаў мініэлектратранспарта на аснове новых магнітомягкіх матэрыялаў / Г. А. Говор [і др.] // Курыліш ва таьлім ілмій журналі (Навуцый журнал «Строітельство і абразованіе»). – 2023. – № 3. – С.70–76.

19. Production of motor-wheels for prototypes of mini-electric vehicles based on new soft magnetic materials / G. A. Govor [et al.] // E3S Web of Conferences. – 2023. – Vol.452. – P. 04012.

20. Demidenko, O. F. Elektrodvigatel ishlab chiqarishda yumshoq magnitli materiallardan foydalanish afzalliklari / O. F. Demidenko, B. F. Valiyev // Механика і технология. – 2023. – Т. 3. – № 12. – С. 141–148.

21. Особенности роста микро- и наноструктур серебра в порах ионно-трековых темплатов SiO₂/Si / Д. В. Якимчук [і др.] // «Техніка ва технологіялар рывожініг істіқболлари: муаммолар ва yechimlar» mavzusida Xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to'plami. 1-qism, NamMQI, 18-oktyabr, 2023-yil. – Namangan, 2023. – С. 211–215.

22. Демиденко О. Вытворэння мотор-калёса для выпітных абразцаў мініэлектратранспарта / О. Демиденко, Б. Валиев // «Qishloq xo'jaligi va transportda innovatsion texnika va технологіялар: muammolar, yechimlar va istiqbollar» / Respublika ilmiy-amaliy anjumani ilmiy maqolalar to'plami. – Qarshi, 2023. – С. 61–65.

23. Выбор оптимального состава исходных металічных порошковаў і наносімага пакрытця на паверхность электромотора / О. Ф. Демиденко [і др.] // Курыліш ва таьлім ілмій журналі

(Научный журнал «Строительство и образование»). – 2023. – № 3. – С. 77–82.

24. Влияние прекурсоров на особенности фазовых превращений в условиях политермического синтеза стронций-замещенного ферромолибдата / А. В. Петров [и др.] // «Texnika va texnologiyalar rivojining istiqbollari: muammolar va yechimlar» mavzusida Xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to‘plami. 1-qism, NamMQI, 18-oktyabr, 2023-yil. – Namangan, 2023. – С. 206–211.

25. Последовательность фазовых превращений при кристаллизации твердого раствора двойного перовскита / Н. А. Каланда [и др.] // «Texnika va texnologiyalar rivojining istiqbollari: muammolar va yechimlar» mavzusida Xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to‘plami. 1-qism, NamMQI, 18-oktyabr, 2023-yil. – Namangan, 2023. – С. 202–206.

Представлено 22.05.2024

УДК 621.43

**АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К СОДЕРЖАНИЮ ВРЕДНЫХ
ВЕЩЕСТВ В ВОЗДУХЕ КАБИНЫ ВОДИТЕЛЯ
И ПАССАЖИРСКОГО ПОМЕЩЕНИЯ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

ANALYSIS OF REQUIREMENTS TO THE CONTENT
OF HARMFUL SUBSTANCES IN THE AIR OF THE DRIVER'S
CABIN AND PASSENGER COMPARTMENT OF VEHICLES

Сонич О. А., Курильчик Ю. В., Поберайло А. И.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

O. Sonich, Y. Kurilchik, A. Pabiaraila,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Проведен анализ требований к содержанию вредных веществ в воздухе кабины водителя и пассажирского помещения транспортных средств, действующих в Евразийском экономическом союзе.

An analysis of the requirements for the content of harmful substances in the air of the driver's cabin and passenger compartment of vehicles operating in the Eurasian Economic Union was conducted.

Ключевые слова: вредные вещества, воздух, анализ требований.

Keywords: harmful substances, air, requirements analysis.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в Республике Беларусь для автотранспортных средств действуют требования, регламентирующие предельное содержание вредных (загрязняющих) веществ, в воздухе обитаемого помещения (кабина водителя, пассажирского салона). Так, на данный момент эти нормы установлены ТР ТС 018/2011 [1] и ГОСТ 33554-2015 [3]. В обоих документах предельно допустимые концентрации (ПДК) по различным газам, за исключением формальдегида, идентичны, и в зависимости от типа двигателя внутреннего сгорания (ДВС), установленного на автотранспортном средстве, имеют значения, приведенные в табл. 1.

Таблица 1 – Номенклатура вредных веществ и значения их ПДК

№ п. п.	Вредное (загрязняющее) вещество	ПДК вредного (загрязняющего) вещества в воздухе обитаемого помещения транспортного средства, мг/м ³	Типы ДВС для транспортных средств, в отношении которых осуществляется проверка*
1	СО оксид углерода	5,0	1, 2, 3, 4, 5
2	NO ₂ диоксид азота	0,2	1, 2, 3, 4, 5
3	NO оксид азота	0,4	1, 2, 3, 4, 5
4	СН ₄ метан	50	3, 5
5	С ₂ Н ₆ –С ₇ Н ₁₆ предельные углеводороды	50	1, 2, 3
6	СН ₂ О (Н ₂ СО) формальдегид	0,035 / 0,05**	3, 4, 5

* - типы двигателей:

1 – двигатели с принудительным зажиганием, работающие на бензине;

2 – двигатели с принудительным зажиганием, работающие на сжиженном нефтяном газе (СНГ);

3 - двигатели с принудительным зажиганием, работающие на компримированном природном газе (КПГ);

4 - двигатели с воспламенением от сжатия (дизели);

5 – двигатели с воспламенением от сжатия, работающие на смешанном топливе (дизельное топливо и КПГ);

** - значение 0,05 по ГОСТ 33554-2015.

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К СОДЕРЖАНИЮ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ

Обратим внимание на первые три вредных (загрязняющих) вещества, указанных в табл. 1: оксид углерода СО, диоксид азота NO₂, оксид азота NO. Эти газы образуются в результате сгорания топливовоздушной смеси в процессе работы ДВС, на любых из применяемых топлив: бензине, СНГ, КПГ, дизельном топливе. Однако, при прочих равных условиях работы двигателей (отсутствие систем нейтрализации отработавших газов, одинаковой литровой мощности, одинаковой нагрузке), величины выбросов этих веществ работающим ДВС в зависимости от типа топлива могут отличаться в несколько раз. Так, например самым «чистым» считается двигатель, работающий на КПГ, а самым «грязным» дизельный и бензиновый двигатель.

Однако, устойчивое мнение, в том числе сложившееся под влиянием рекламной компании «Газпрома», о том, что природный газ

(КПГ) – это самое экологически чистое топливо несколько преуменьшено. Отсутствие черного (сизого, белого) дыма из выхлопной трубы автомобиля говорит о низком содержании сажи (твердых частиц), угарного газа CO, но никак не об отсутствии других вредных компонентов. В подтверждение приведем данные показателей токсичности отработавших газов дизеля 4Ч 11,0 / 12,5, работающего на природном газе (КПГ) и дизельном топливе, в соответствии с циклом ESC Правил ООН № 49, г/кВт·ч [8], табл. 2.

Таблица 2 – Показатели токсичности отработавших газов дизеля 4Ч 11,0 / 12,5.

Топливо	NO _x , g	CH _x , g	CO, g	Твердые частицы, g
Дизельное топливо	8,98	0,76	3,68	0,52
Природный газ (КПГ)	10,16	1,28	1,33	0,053
КПГ с системой рециркуляции отработавших газов 10 %	7,64	1,25	1,68	0,061
КПГ с системой рециркуляции отработавших газов 20 %	5,21	1,3	1,88	0,072

Помимо указанных в табл. 1 вредных выбросов, дизельный ДВС лидирует по выбросу сажи и ее производных в форме черного дыма. Результаты испытаний по содержанию твердых частиц так же приведены в табл. 2. Оговоримся, что какие-либо системы нейтрализации вредных веществ в выхлопных газах выходят за рамки данной статьи. В качестве исключения хотелось бы привести пример системы нейтрализации вредных веществ в выхлопных газах дизельных моторов с впрыском водного H₂O раствора мочевины CO(NH₂)₂ в выхлопной тракт. Пример интересен тем, что полностью нейтрализует в выхлопных газах диоксид азота NO₂ и оксид азота NO. Протекающая при этом реакция проходит в несколько этапов:

1) разложение мочевины CO(NH₂)₂ под действием температуры выхлопных газов на изоциановую кислоту HNCO и аммиак NH₃;

2) взаимодействие полученной кислоты HNCO с парами воды H₂O с образованием аммиака NH₃ и безвредного углекислого газа CO₂;

3) на заключительном этапе, полученный аммиак NH₃, в присутствии катализатора, взаимодействует с такими продуктами сгорания дизельного топлива как диоксид азота NO₂ и оксид азота NO, образуя безвредные азот N₂ и воду H₂O.

В итоге реакции получаются естественные компоненты атмосферного воздуха: азот N_2 , углекислый газ CO_2 , водяной пар H_2O .

Данный пример демонстрирует техническую возможность полной нейтрализации некоторых из токсичных компонентов выхлопных газов ДВС. Но следует иметь в виду, что установка данной системы, как и других систем снижения токсичности, приводит к необходимости их обслуживания, контроля исправности работы, и ведет в целом к удорожанию конструкции и эксплуатации транспортного средства.

Вернемся к табл. 1 и обратим внимание на четвертое, пятое, шестое вредное (загрязняющее) вещество: метан CH_4 , предельные углеводороды $C_2H_6 - C_7H_{16}$, формальдегид CH_2O (H_2CO). Эти вещества в той или иной концентрации содержатся в топливах приведенных в табл. 2 (бензине, СНГ, КПП, дизельном топливе), или являются продуктами их сгорания, в том числе неполного сгорания, и могут оказывать вредное воздействие в результате испарения, утечки, или попадать в атмосферу с выхлопными газами.

Следует отметить, что по ряду источников [4], [7] формальдегид образуется в ДВС как в результате сгорания дизельного топлива, так и в результате сгорания бензина. Однако в нормируемые ТР ТС 018/2011 и ГОСТ 33554-2015 значения для бензиновых двигателей формальдегид не входит.

Так же следует отметить, что нормы ТР ТС 018/2011 и ГОСТ 33554-2015 регламентируют предельное содержание вредных (загрязняющих) веществ в воздухе обитаемого помещения (кабина водителя, пассажирского салона) и не содержат конструктивных требований к системам снижения токсичности отработавших газов ДВС или системам адсорбции паров топлива, и другим системам снижения токсичности автомобилей. Следовательно нормы являются комплексным показателем, устанавливающим предельные значения вредных веществ в зоне пребывания водителя и пассажиров, что естественно предполагает исправное функционирование систем снижения токсичности.

По своим свойствам не все вредные вещества одинаково токсичны. В соответствии с ГОСТ 12.1.007-76 [2] по степени воздействия на организм человека вредные вещества подразделяются на четыре класса опасности:

– 1-й – вещества чрезвычайно опасные;

- 2-й – вещества высокоопасные;
- 3-й – вещества умеренно опасные;
- 4-й – вещества малоопасные.

Класс опасности вредных веществ в зависимости от норм и показателей по ГОСТ 12.1.007-76 приведен в табл. 3.

Таблица 3 – Класс опасности вредных веществ по ГОСТ 12.1.007-76.

Наименование показателя	Норма для класса опасности			
	1-го	2-го	3-го	4-го
Предельно допустимая концентрация (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны, мг/м ³	Менее 0,1	0,1–1,0	1,1–10	Более 10,0
Средняя смертельная концентрация в воздухе, мг/м ³	Менее 500	500–5000	5001–50000	Более 50000

Рассмотрим вредное воздействия каждого вещества из табл. 1.

1. СО оксид углерода. Является токсичным малоопасным веществом, 4-го класса опасности. Это бесцветный газ без вкуса и запаха, легче воздуха, горюч, в смеси с воздухом взрывоопасен – пределы распространения пламени 12,5–74 % по объему. Образуется при неполном сгорании топлива. При вдыхании, в организме связывается с гемоглобином, образуя карбоксигемоглобин, что препятствует транспортировке кровью кислорода. Концентрация в воздухе более 0,1 % (1176 мг/м³) приводит к смерти в течении часа. Признаки отравления: головная боль, головокружение, сужение поля восприятия, одышка, учащенное сердцебиение, общая мышечная слабость, тошнота, рвота. На заключительных стадиях судороги, обморок, смерть.

2. NO₂ диоксид азота. Ядовитый газ красно-бурого цвета с резким неприятным запахом, особо токсичен. Соединения NO_x образуются при взаимодействии азота и кислорода воздуха в цилиндрах ДВС при высокой температуре, резкий рост соединений NO_x наблюдается выше 1370 °С. Диоксид азота (NO₂) относится ко 2-му классу опасности. При контакте с влагой в организме образуются азотистая и азотная кислоты, которые разъедают альвеолы легких. Концентрация свыше 200 ppm (386 мг/м³) считается летальной, при 116 мг/м³ может возникать жжение и отек легких. В небольших концентрациях раздражает дыхательные пути, может вызывать головную боль, проблемы с пищеварением, кашель, легочные заболевания.

3. NO оксид азота. Бесцветный газ. Нестабильное вещество. В атмосфере при нормальных условиях окисляется до диоксида азота NO_2 в течении 0,5–1 часа. В зависимости от концентрации время окисления может увеличиться до 100 часов [5]. При понижении температуры распадается на азот и кислород. Тяжелее воздуха. В природе образуется при грозовых разрядах. На долю оксида азота NO в отработавших газах дизелей из всего объема NO_x (NO, NO_2 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5) приходится 80–90 %, и 10–20 % на диоксид азота NO_2 [5]. У двигателей с принудительным зажиганием доля NO в объеме NO_x достигает 99 %. По данным испытаний, при работе дизелей на КПП содержание NO_x в ОГ выше, чем при работе на дизельном топливе [8]. Оксид азота NO считается ядовитым газом с удушающим действием, при вдыхании может связываться с гемоглобином крови, переводя его в форму, не способную переносить кислород.

Однако, ряд источников описывает NO как соединение, регулирующее активность и последовательность запуска всех остальных биологически активных веществ, продуцируемых эндотелием (слой клеток выстилающих внутреннюю поверхность кровеносных сосудов) в организме млекопитающих. Клетки эндотелия в том числе выполняют сужение и расширение сосудов, для контроля артериального давления. В октябре 1998г. открытие NO как сигнальной молекулы сердечно-сосудистой системы было удостоено Нобелевской премии, присужденной ученым R. Furchgott, L. Ignarro и F. Murad.

На сегодняшний день были получены положительные результаты ингаляционной терапии NO пациентов с тяжелым течением COVID-19 с обширным поражением легких. Так, в санатории «Загорские дали» Управления делами Президента Российской Федерации для реабилитации пациентов с проявлениями постковидного синдрома используют аппарат «Тианокс», синтезирующий NO из окружающего воздуха [6]. Указывают о поддержании аппаратом заданной концентрации NO. Отмечают следующие терапевтические эффекты: расширение сосудов легких и улучшение их вентиляции, усиление газообмена, содействие расширению бронхов, увеличение жизненной емкости легких, при этом дыхание пациентов становится более редким и глубоким. Отмечено противовоспалительное и иммуностимулирующее действие оксида азота. Выявлено, что NO регулирует рост клеток центральной нервной системы, стимулирует

мыслительную деятельность и улучшает память, препятствует тромбообразованию. Также отмечено губительное воздействие данной молекулы на бактерии и вирусы.

В ряде стран нормы ПДК NO значительно отличаются. Так, установленный Управлением по охране труда и технике безопасности США (OSHA) и Национальным институтом безопасности и гигиены труда США (NIOSH) предел концентрации NO составляет 25 ppm (30 мг/м³) в течении 8-часового рабочего дня, концентрация в 100 ppm (124 мг/м³) считается опасной для жизни. Данные значения соответственно в 75 и 310 раз превышают нормы TR ТС 018/2011 и ГОСТ 33554-2015.

4. CH₄ метан. Бесцветный газ без вкуса и запаха. Газ нетоксичен. Относится к 4-му классу опасности. Почти в два раза легче воздуха. При высокой концентрации в воздухе обладает слабым наркотическим действием. При использовании в быту в метан (природный газ) обычно добавляют одоранты (метилмеркаптан) – летучие вещества со специфическим «запахом газа». При концентрации от 4,4 % до 17 % об. д. в смеси с воздухом взрывоопасен. Используется в качестве КППГ, где его содержится свыше 85–90 %.

5. C₂H₆–C₇H₁₆ предельные углеводороды. Сюда входят: C₂H₆ этан, C₃H₈ пропан, C₄H₁₀ бутан, C₅H₁₂ пентан, C₆H₁₄ гексан, C₇H₁₆ гептан. При нормальных условиях этан, пропан, бутан – представляют собой газы. Пентан, гексан, гептан – жидкости. Относятся к 4-му классу опасности. Пропан и бутан легко сжижаются и используются в качестве топлива – СНГ. Гексан входит в состав бензина, так же широко используется на производствах в качестве растворителя, в том числе в пищевой промышленности. Предельные углеводороды малотоксичны, легковоспламеняемы, при вдыхании могут вызывать одышку, головокружение, головные боли, угнетение центральной нервной системы, некоторые обладают слабым наркотическим действием.

6. CH₂O (H₂CO) формальдегид. Бесцветный газ с резким запахом. Токсичен, относится ко 2-му классу опасности. Содержится в выхлопных газах автомобилей, сигаретном дыму. Ядовит в больших концентрациях. При вдыхании отмечено жжение в области живота, тошнота, бледность, может наступить отек легких, головокружение, бессознательное состояние, судороги. Смертельная доза

60–90 мл внутрь. При постоянном воздействии не исключены канцерогенные проявления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа требований к содержанию вредных веществ в воздухе кабины водителя и пассажирского помещения транспортных средств предлагается следующее:

1) учитывая современный положительный опыт использования NO оксида азота в здравоохранении при лечении различных заболеваний, а также зарубежный опыт величин ПДК этого вещества в рабочей зоне, необходим пересмотр действующих в ТР ТС 018/2011 и ГОСТ 33554-2015 пределов NO оксида азота;

2) с учетом того, что оксид азота NO нестабилен и при нормальных условиях постепенно превращается в диоксид азота, встречаются сведения, что реакция в атмосфере проходит не менее получаса до наступления равновесного состояния и не является полной (коэффициент превращения до 0,8 [9]), более достоверно было бы измерять NO₂ после получаса установившейся работы двигателя (согласно ГОСТ 33554-2015 предел составляет 20±5 мин). Поскольку реакция имеет выраженную зависимость от температуры, испытания следовало бы проводить при температуре, близкой к среднегодовой в конкретном регионе (согласно ГОСТ 33554-2015 предел составляет –15...+30 °С);

3) согласно ряду источников [4], [7] альдегиды – класс органических соединений, содержащих альдегидную группу (–СНО), в том числе формальдегид, образуются в ДВС как в результате сгорания дизельного топлива, так и в результате сгорания бензина. Целесообразно провести дополнительные исследования и в дальнейшем рассмотреть возможность включения требований ПДК по формальдегиду в ТР ТС 018/2011 и ГОСТ 33554-2015 для двигателей с принудительным зажиганием, работающих на бензине.

ЛИТЕРАТУРА

1. О безопасности колесных транспортных средств: Технический регламент таможенного союза ТР ТС 018/2011 : принят 09.12.2011: вступ. в силу 01.01.2015 / Евраз. экон. комис. – Минск: БелГИСС, 2023. – 252 с.

2. ГОСТ 12.1.007-76 «Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности»: утвержден и введен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 10.03.76 №579. – Минск : БелГИСС, 2023. – 8 с.

3. ГОСТ 33554-2015 «Автомобильные транспортные средства. Содержание загрязняющих веществ в воздухе кабины водителя и пассажирского помещения. Технические требования и методы испытаний»: принят Евразийским советом по стандартизации, метрологии и сертификации по переписке (протокол № 81-П от 27 октября 2015 г.). – Минск: БелГИСС, 2017. – 20 с.

4. Альферович, В. В. Состав отработавших газов двигателей внутреннего сгорания. Методическое пособие / В. В. Альферович. – Минск : БНТУ, 2011г. – 39 с.

5. Байбарин, В. А. Влияние отработавших газов двигателей МЭС на экологию и их состав / В. А. Байбарин, А. В. Божко // Вестник аграрной науки Дона, 2014. – № 4(28). – С. 81–86.

6. Ингаляции оксид азота [Электронный ресурс]: Санаторий «Загорские дали» Управления делами Президента Российской Федерации. – Режим доступа: <https://zagdali.ru/lechenie/procedure/ingalyacii-oksid-azota> (дата обращения: 22.05.2024).

7. Котов, М. М. Химический состав выхлопных газов автотранспорта, его влияние на здоровье человека / М. М. Котов, Н. И. Колбасина. – Барнаул : АТТ, 2018. – 8 с.

8. Лиханов, В. А. Оценка интегральной токсичности отработавших газов дизеля, работающего на природном газе и спиртовых эмульсиях / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин // Экология и промышленность России, 2019. – Т. 23. – № 9. – С. 60–65.

9. Письмо НИИ Атмосфера «По вопросу правильности расчетов выбросов и учета трансформации оксидов азота в программах Фирмы «Интеграл» [Электронный ресурс]: База знаний Фирмы Интеграл. – Режим доступа: wiki.integral.ru/index.php (дата обращения: 22.05.2024).

Представлено 11.06.2024

УДК 539.3

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РЕШЕНИЕ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ
ПРОБЛЕМ В ОБЛАСТИ ВИБРОАКУСТИКИ ПО ОЦЕНКЕ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

RESEARCH AND SOLUTION OF ERGONOMIC PROBLEMS
IN THE FIELD OF VIBROACOUSTICS TO ASSESS
THE TECHNICAL CONDITION OF TRANSPORT VEHICLES

Василевич Ю. В.¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,
Неумержицкая Е. Ю.², к-т физ.-мат. наук, доц.,
Пашкевич В. А.¹, студ., **Стриженец А. Д.**¹, студ.,
¹Белорусский национальный технический университет,
Минск, Республика Беларусь
²Академия образования, г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Vasilevich¹, Dr. Sc. (Phys.-Math.), Prof.,
E. Neumezhitskaya², Ph. D. in Physics and Mathematics, Ass. Prof.,
V. Pashkevich¹, Student, A. Strizhenats¹, Student,
¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus
²Education Academy, Minsk, Belarus

Кратко изложены исследования и решения эргономических проблем в области виброакустики по оценке технического состояния транспортных машин.

The research and solutions of ergonomic problems in the field of vibroacoustics for assessing the technical condition of transport vehicles are briefly described.

Ключевые слова: транспортные машины, звукоизоляция, виброизоляция, вибродемпфирование, акустические материалы, децибел, частота колебаний.

Keywords: transport machines, sound insulation, vibration isolation, vibration damping, acoustic materials, decibel, vibration frequency.

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие транспортного машиностроения, создание новых типов машин способствует возрастанию шума, что негативно сказывается на охрану окружающей среды и охрану труда. Соответ-

ствии виброакустических характеристик машин нормативным требованиям – один из важных эргономических критериев, по которым определяется их техническое состояние. Исследование посвящено краткому анализу решения проблем в области виброакустики, являющейся одним из востребованных научных направлений по оценке технического состояния транспортных машин.

РЕШЕНИЕ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ В ОБЛАСТИ ВИБРОАКУСТИКИ ПО ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.

Одним из важных эргономических критериев, по которым оценивается техническое состояние машин, является соответствие виброакустических характеристик транспортных машин нормативным требованиям. Опишем основные положения и научные достижения в области виброакустики, включающей: звукоизоляцию (ЗВК), виброизоляцию (ВИ) и вибродемпфирование (ВД).

Звукоизоляция (дБ) – это свойство ограждающей конструкции задерживать часть энергии падающих на нее звуковых волн, определяемое как отношение мощностей волн, падающих на ограждение, W_1 и волн, прошедших через него W_2 :

$$\text{ЗВК} = 10 \cdot \lg \cdot \frac{W_1}{W_2}.$$

Характеристикой звукоизоляции является коэффициент прохождения звука τ , связанный с величиной ЗВК по формуле:

$$\text{ЗВК} = 10 \cdot \lg \cdot \frac{1}{\tau}.$$

Анализируя методы борьбы с шумом, отметим, что эффективным методом, позволяющим существенно повлиять на шум, является звукоизоляция рабочих мест. Листовые ограждающие преграды, к которым относятся виброизолирующие перегородки, капоты, кабины уменьшают уровень шума вследствие отражения и рассеяния звуковой энергии. Процесс прохождения звука через ограждения состоит в том, что под воздействием звуковых волн

ограждение испытывает колебания и само становится источником звука. Исследование волновых полей давления и перемещения дало возможность установить зависимости звукоизоляции и звукоизлучения ограждений. Изучение процесса взаимодействия волновых полей с ограждением основывается на исследовании падающей волны на пластину и образования при этом звукового давления. От давления пластина испытывает перемещения и формирует как источник звуковое поле за ограждением. На основе статистически – энергетического метода [1] исследованы звуковые поля инерционного [2], резонансового и нерезонансового прохождения звука.

На основе выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

Разработаны методы и методики по расчету и регулированию листовых ограждающих конструкций, которыми можно воспользоваться при решении новых задач в области звукоизоляции [3–5].

Повышение уровня звукоизоляции в исследуемых диапазонах изменения частот в зависимости от спектра изолируемого шума достигается за счет оптимизации геометрических размеров ограждений, их толщины, массы, изгибной жесткости. Увеличение величины ограждений и его изгибной жесткости способствует снижению звукоизоляции по отношению к предельному значению.

Предел звукоизоляции ограждений из мягких материалов достигается, если они не продуваемые. Повышение звукоизоляции таких ограждений возможно за счет увеличения массы на единицу поверхности и изменения размеров [6, 7].

Современным виброизоляционным материалом является Sylomer компании Getzner (Австрия), обладающий нелинейной характеристикой жесткости. Это микропористый полиуретановый эластомер со смешанной ячеистой структурой, который предназначен для решения задач виброизоляции. Статическая нагрузочная способность которого находится в диапазоне $0,011 \text{ Н/мм}^2 - 1,2 \text{ Н/м}^2$.

Виброизоляция машин должна осуществляться совместно с звукоизоляцией. Для реализации виброизоляции используются виброизолирующие опоры, на которые устанавливается машина, а также виброизолирующие прокладки, размещаемые под опорный контур оболочки кожуха. Рекомендуемые технические решения предназначены для надежной защиты оболочки и окру-

жающей среды от интенсивных звуковых колебаний. Следует отметить, что разновидность применяемых на практике виброизолирующих опор и прокладок определена техническими требованиями создаваемых изделий.

К числу виброизолирующих опор относятся: резинометаллические сварные, резиновый элемент которых привулканизирован к металлическим частям; резинометаллические сборные, составленные из отдельных резиновых деталей и металлических частей; металлические, составленные из стальных пружин или других металлических упругих элементов; пневматические, имеющие в качестве упругого элемента сжатый воздух; рыхловолокнистые и пористые в виде плит из пластмассы, минерального и металлического войлока.

Материалом для виброизолирующих прокладок служит пористая резина, сплошная и перфорированная мягкая резина, эластичные и пористые пластмассы. Механические характеристики указанных и других материалов содержатся в [7, с. 235].

Наиболее важной характеристикой виброизолятора является его жесткость

$$D = F_n / \Delta h,$$

где F_n – номинальная нагрузка на виброизолятор, Н; Δh – деформация виброизолятора под действием номинальной нагрузки, м.

Виброизоляторы выбирают согласно ГОСТу или техническим условиям по отношению $F_n / \Delta h$, если они удовлетворяют так же всем конструктивным и технологическим требованиям конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решение эргономических проблем в области виброакустики по оценке технического состояния транспортных машин, соблюдение международных стандартов по акустическим характеристикам способствует повышению конкурентоспособности машин на международных рынках. В работе кратко описана звукоизоляция и виброизоляция машин; содержится информация о механических характеристиках материала виброизолирующих опор и прокладок. Дана рекомендация о применении на практике современного ма-

териала Sylomer, обладающего нелинейной характеристикой жесткости виброизолирующего и обеспечивающего качественную виброзащиту компонент машиностроения в широком диапазоне действующих на объекты сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крокер, М. Дж. Расчет прохождения звука и вибрации через перегородки и соединительные стержни при помощи статистического энергетического метода / М. Дж. Крокер, М. К. Батгачария, А. Дж. Прайс // Конструирование и технология машин. – 1971. – 93 В. 3. – С. 11–18.

2. Седов, М. С. Теория инерционного прохождения звука / М. С. Седов // Изв. вузов. – Сер.: Строительство и архитектура. – 1990. – № 2. – С. 37–42.

3. Седов, М. С. Проектирование звукоизоляции / М. С. Седов. – Горький : ГГУ им. Н. И. Лобачевского, 1980. – 54 с.

4. Gesele, K. Schallaabsrahlung von Platten, die zu Biegexhwingungen angesegt Sind / K. Gesele // Acustica. – 1953. – В. 3. – № 4. – S 243.

5. Седов, М. С. Акустический расчет тентовых сооружений: учеб. пособие / М. С. Седов, Л. В. Едукова. – Горький : ГГУ, 1988. – 47 с.

6. Заборов, В. И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций / В. И. Заборов. – М. : 1969. – 195 с.

7. Борисов, Л. П. Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

Представлено 25.05.2024

УДК 539.3

**ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

**OPTIMIZATION OF ELASTIC CHARACTERISTICS
OF VIBRATION-ISOLATING FASTENING
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Василевич Ю. В.¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,
Неумержицкая Е. Ю.², к-т физ.-мат. наук, доц.,
Москалев С. А.¹, аспирант, **Беляцкая Л. Н.**¹, к-т физ.-мат. наук, доц.,
¹Белорусский национальный технический университет,
Минск, Республика Беларусь,
²Академия образования, г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Vasilevich¹, Dr. Sc. (Phys.-Math.), Prof.,
E. Neumezhitskaya², Ph. D. in Physics and Mathematics, Ass. Prof.,
S. Moskalev¹, Graduate Student,
L. Belyatskaya, Ph. D. in Physics and Mathematics, Ass. Prof.,
¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus
²Education Academy, Minsk, Belarus

На основе анализа физико-механических характеристик упругого виброизолирующего материала даны рекомендации по применению его в машиностроении при создании виброизолирующих конструктивных элементов.

Based on the analysis of the physical and mechanical characteristics of an elastic vibration-insulating material, recommendations are given for its use in mechanical engineering when creating vibration-insulating structural elements.

Ключевые слова: транспортные машины, виброизолирующее крепление, децибел, частота колебаний, механический импеданс, гасители колебаний.

Key words: transport machines, vibration isolating mount, decibel, vibration frequency, mechanical impedance, vibration dampers.

ВВЕДЕНИЕ

Важную роль в конструктивном оформлении виброизолирующего крепления транспортных машин имеет жесткость используемого материала. В работе показано, что, учитывая сложную силовую нагрузку, действующую на виброизоляторы, жесткость должна иметь нелинейную зависимость между силой и деформацией для эффективного обеспечения функционирования виброизоляции.

КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

На основе анализа физико-математических характеристик упругого материала даны рекомендации по применению в машиностроении виброизолирующих конструктивных элементов. Виброизоляция предназначена для снижения низкочастотной вибрации в салонах и кабинах транспортных средств. К определяющей технической виброизолирующей системе транспортных машин относится подвеска колес, основной функцией которой является снижение колебаний при движении по дорогам с неровностями и обеспечение надежного контакта технического средства передвижения с дорожным покрытием, качественной управляемости и безопасности движения.

Снижение вибрации осуществляется по двум направлениям. К первому направлению относится активный метод снижения вибрации, предусматривающий изоляцию источника вибрации (двигателя) от основания, к которому он прикреплен; второе направление – это изоляция салона или кабины от рамы, передающей вибрацию от двигателя. Практикой предусмотрен и третий вариант, объединяющий описанные направления. Отметим, чтобы добиться эффективной виброизоляции источника вибрации, необходимо предусмотреть отвод вибрации от источника колебаний. Некоторые изготовители двигателей придерживаются требования об ограничении уровней вибрации до предельно допустимых норм, если это не удастся сделать, следует воспользоваться дополнительно вторым направлением виброзащиты.

На виброизолирующие конструкции машин возложены важные функции по снижению шума и вибрации, порождаемые функционированием двигателя, действующими инерционными и осевыми силами со стороны трансмиссии, реактивными моментами; силами, возникающими при торможении и трогании и т.п. К важным требо-

ваниям по техническому оснащению машин виброизолирующим креплением следует отнести равномерное нагружение виброизоляторов, расположение их в горизонтальной плоскости с целью совмещения центра сил поддержания виброизоляторов с центром масс виброизолированного объекта.

Для минимального воздействия вибрации на шасси при возникновении совпадения частоты изгибных колебаний шасси или источника вибрации с вынужденными колебаниями двигателя виброизолирующие крепления необходимо располагать в узлах колебаний.

Критерием снижения вибрации является требование к соотношению частот свободных колебаний виброизолированного объекта с частотами вынужденных колебаний источника вибрации. Свободные колебания должны быть значительно меньше частот вынужденных колебаний. Однако это требование недостаточно при действии внешних сил, вызывающих большие перемещения объекта. Для таких случаев необходимо, чтобы величина жесткости виброизолирующего крепления была значительно больше жесткости аналогичной величины упругого материала при отсутствующих негативных эпизодических случаях. Решение этой задачи основывается на применении упругих элементов, обладающих нелинейной характеристикой жесткости, рис. 1 и 2.

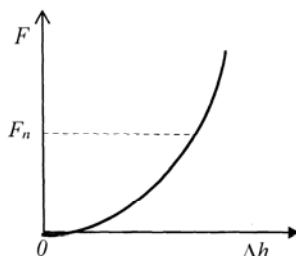


Рисунок 1 – Иллюстрация рекомендуемой нелинейной жесткости упругих элементов виброизолирующего крепления:

F_n – номинальная статическая нагрузка, Δh – деформация упругого элемента при действии нагрузки F

Эффективность оптимальной работы виброизолирующего крепления не ограничивается физико-механическими характеристиками материала, обладающего упругими свойствами, она дополняется

конструкционными особенностями форм изделий исходя из эксплуатационных условий их функционирования.

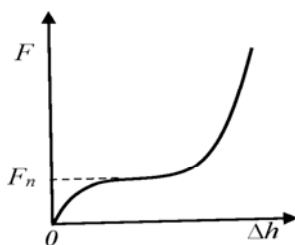


Рисунок 2 – Нелинейная характеристика жесткости виброизолятора при наличии опоры нулевой жесткости:

F_n – номинальная статическая нагрузка, Δh – деформация упругого элемента при действии нагрузки F

К типовым конструкционным элементам виброизолирующего крепления относятся цилиндрические и тарельчатые пружины; резиновые втулки, подвергающиеся действию радиальной или другой нагрузки; различных размеров резиновые прямоугольные параллелепипеды, подвергаемые действию сжимающей нагрузки и др.

Эффективным виброизолирующим материалом является современный материал Sylomer (Австрия), обладающий рядом свойств, которые делают его незаменимым для решения широкого спектра задач в области виброзащиты. Материал Sylomer представляет собой микропористый полиуретановый эластомер со смешанной ячеистой структурой, который специально разработан для решения задач виброизоляции. Изделия, изготовленные из такого материала, обладают нелинейной характеристикой жесткости, у которых в зоне деформации под действием номинальной статической нагрузки жесткость низкая, а при увеличении деформации возрастает. Производится 10 стандартных типов данного материала, статическая нагрузочная способность которых находится в диапазоне $0,011 \text{ Н/мм}^2 - 1,2 \text{ Н/мм}^2$. Статические и динамические характеристики материала Sylomer определены в полной мере и его поведение хорошо прогнозируемо, что позволяет рассчитывать эффективность мероприятий по виброизоляции на этапе проектирование. Разновидностью группы материалов Sylomer является материал Sylodyn, который отличается высокими динамическими свойствами. Указан-

ные материалы использованы для виброизоляции нового здания Инженерного корпуса Минского метрополитена для обеспечения в нем требуемой Санитарными нормами Республики Беларусь гигиенической обстановки по уровням вибрации, создаваемой подвижным составом (здание построено рядом с тоннелями метрополитена). Выполненные замеры уровней вибрации в корпусе показали, что превышения предельно допустимых уровней вибрации в здании нет.

Указанный материал с успехом может использоваться при изготовлении виброизоляторов для БелАЗ, ранее поставляемых из-за рубежа, а также на специализированных других предприятиях машиностроения, станкостроения, строительства и др.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оптимизация упругих характеристик виброизолирующих креплений в машиностроении должна основываться на технических требованиях, предъявляемых к создаваемым виброisolatorам. Дана рекомендация о применении в машиностроении современного виброизолирующего материала Sylomer, обладающего нелинейными характеристиками жесткости и обеспечивающего эффективную виброзащиту объектов.

Представлено 25.05.2024

УДК 629.114. 2

**RECENT INNOVATIONS IN LITHIUM-ION BATTERY
TECHNOLOGY AND ENVIRONMENTAL IMPACT
OF ELECTRIC VEHICLES**

**НЕДАВНИЕ ИННОВАЦИИ В ТЕХНОЛОГИИ ЛИТИЙ-ИОННЫХ
АККУМУЛЯТОРОВ И ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ
НА ЭЛЕКТРОМОБИЛИ**

**T. Almataev, Prof., A. Zokirjonov, Ph. D. Student,
Andijan Machine-Building Institute, Andijan, Uzbekistan**

Альматаев Т. О., проф., Зокиржонов А. З., аспирант,
Андижанский машиностроительный институт,
Андижан, Узбекистан

This article reviews various international studies and dissertations to highlight recent advancements in lithium-ion battery technology and assess the environmental impact of electric vehicles. Additionally, it offers insights into future expectations regarding the development trends of these technologies.

В данной статье проводится обзор различных международных исследований и диссертаций с целью выявления последних достижений в технологии литий-ионных аккумуляторов и оценки экологического воздействия электромобилей. Кроме того, предоставляются прогнозы относительно будущих тенденций развития этих технологий.

Keywords: *electric vehicles, lithium-ion, battery, thermal management, environment.*

Ключевые слова: *электромобили, литий-ионные аккумуляторы, аккумуляторы, тепловое управление, окружающая среда.*

INTRODUCTION

In the early part of 1900 s, the EV design could not compete with the plethora of inventions for the internal combustion engine. The speed and range of the internal combustion engines made them an efficient solution for transportation. By the middle of the 1900 s, discussions about the impending oil supplies, the growing demands of fossil

fuels began to rekindle the inventions of alternate energy systems and discovery of alternate energy sources. By the mid-1970 s, oil shortages led to aggressive development of EV programs. In the 1990 s, concerns both over the worldwide growth of demand for fossil fuels for transportation, namely petroleum and the reduction of vehicle emissions has once again intensified EV development. This in turn has led to advances in research and development of traction batteries for EVs. Li-ion batteries are the third type most likely to be commercialized for Electric Vehicle applications. Because lithium is the metal with the highest negative potential and lowest atomic weight, batteries using lithium have the greatest potential for attaining the technological breakthrough that will provide Electric Vehicles with the greatest performance characteristics in terms of acceleration and range. Unfortunately, lithium metal, on its own, is highly reactive with air and with most liquid electrolytes. To avoid the problems associated with metal lithium, lithium intercalated graphitic carbons (Li_xC) are used and show good potential for high performance, while maintaining cell safety. There are various types of materials under evaluation for use in Li-ion batteries. Generally, the anode materials being examined are various forms of carbon, particularly graphite and hydrogen-containing carbon materials. Three types of oxides of transition are being evaluated for the cathode: cobalt, nickel, and manganese. Initial battery developments are utilizing cobalt oxide, which is technically preferred to either nickel or manganese oxides [1]. However, cobalt oxide is the costliest of the three, with nickel substantially less expensive and manganese being the least expensive.

MAIN PART

The «lithium-ion battery» encompasses a number of chemistries where lithium-ions move back and forth between the electrodes (cathode \leftrightarrow anode) in a process often referred to as a “rocking chair” mechanism.

Performance of the battery is primarily a function of the ability of the cathode and anode to accept and release lithium ions. This means that power and time between cycles is largely dependent on the amount of reversible lithium-ions and the kinds of materials in the electrodes. Typically, the materials are chosen to amplify this interaction as well as ensure that the lithium ions remain reversible [2].

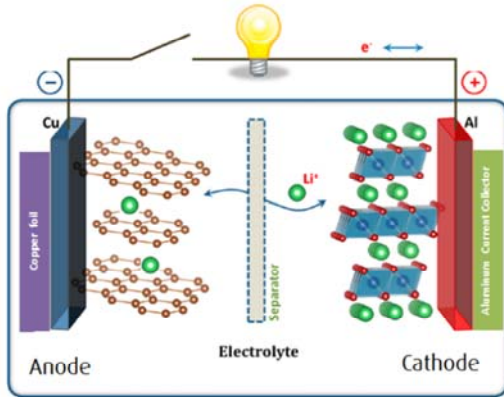


Figure 1 – Lithium-Ion Batteries working system

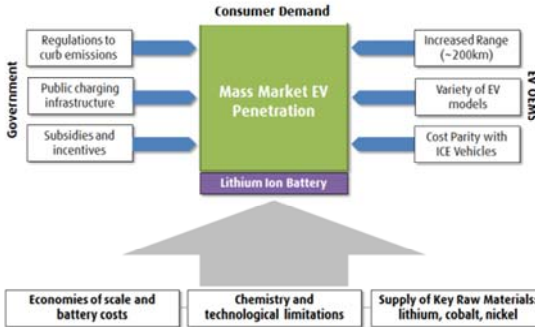
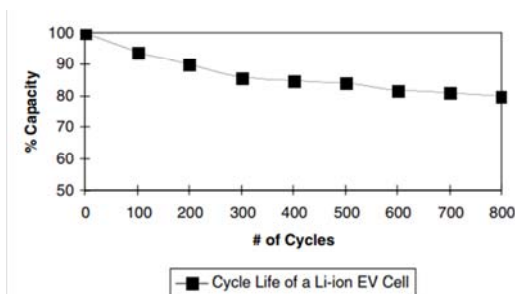


Figure 2 – Mass Market Electric Vehicle Penetration

Growth of the global Electric Vehicles market is led by China. With progressive subsidies, penetration targets, investment, and the number of manufacturers, China has been leading the charge. Tesla might have the highest brand recognition, at least in North America, but Chinese manufacturer BYD (8,25 % owned by Berkshire Hathaway) is the world's largest EV company and battery manufacturer. We believe China's lead can be attributed mainly to the following factors. China has 40 % of the world's EV car stock and 30 % of global sales over all. Over 600 000 units (BEVs, PHEVs and straight hybrids) were sold in 2017, up 71 % from 2016 [3]. The commercialization of the lithium-ion battery (LIBs) has provided the thrust for the electromobility market to take off

as it offers more range between charges than its predecessors while providing the power density needed to compete with Internal Combustion Engine Vehicles. Given the higher specific energy and specific power, along with a lighter weight principally due to higher nominal voltage of LIBs, companies such as Tesla were motivated to adapt the technology for use in the automotive industry. Compared to the nickel-metal hydride (NiMh) battery, LIBs provide the same energy at half the size and weight with much higher voltage. For example, Walmer (2015) calculated that a 350 V NiMh battery would require about 292 cells while a lithium-ion battery with the same voltage would require only 98 cells. LIBs also have a much better cycling life (i.e., charge and discharge) compared to other rechargeable chemistries on the market and can reach thousands of cycles before needing to be replaced. Part of this is due to the lack of a memory effect. For example, if a NiCd battery were charged after being only partially discharged, it would lose capacity because it would begin to mirror that partial range.



Picture 3 – Life cycle of Li-ion Electric Vehicles Cell

REFERENCES

1. Sandeep Dhameja «Electric Vehicle Battery System», 2001.
2. Journal of BMO Capital Market «The Lithium-Ion Battery and the EV Market», 2023.
2. Belov, D. Failure mechanism of Li-ion battery at overcharge conditions / D. Belov, M Yang // Journal of Solid State Electrochemistry. – 2008. – 12:885–894.

Представлено 25.05.2024

УДК 629.039.58

**МЕРЫ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ИННОВАЦИОННЫХ СИСТЕМ ПОВЫШЕНИЯ
БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**MEASURES TO IMPROVE THE USE OF INNOVATIVE SYSTEMS
IN IMPROVING VEHICLE SAFETY**

Шокиров О. Г., докторант,
Ташкентский государственный университет транспорта,
г. Ташкент, Узбекистан
O. Shokirov, Ph. D. student,
Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan

Потребность в инновационных системах помощи водителю такова, что ошибки водителя уменьшаются или полностью исключаются. Повышается эффективность автомобиля. Благодаря использованию инновационных систем существует высокий потенциал значительного снижения утомляемости или стресса человека, экономических затрат и травматизма. Однако есть и проблемы, которые можно ожидать, поскольку задача управления транспортным средством может измениться в сторону управления автоматизированным движущимся транспортным средством, т.е. управления инновационными системами. В данной статье рассматриваются пути совершенствования использования инновационных систем помощи водителю.

The need for innovative driver assistance systems is such that driver errors are reduced or completely eliminated. The efficiency of the vehicle increases. Through the use of innovative systems, the potential to significantly reduce human fatigue or stress, economic costs, and injuries is high. However, there are also problems that can be expected, because the task of driving a vehicle may change in the direction of driving an automated moving vehicle, i. e. driving innovative systems. This article examines ways to improve the use of innovative driver assistance systems.

Ключевые слова: столкновение, навигационная система автомобиля, сонливость водителя, электронная система стабилизации, движение руля, дорожно-транспортное происшествие.

Keywords: collision, vehicle navigation system, driver drowsiness, electronic stability control system, steering movement, traffic accident.

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире автомобильная промышленность развивается, и в то же время с каждым днем увеличивается вероятность попадания людей в дорожно-транспортные происшествия. Каждые 24 секунды происходит дорожно-транспортное происшествие. Есть несколько причин, по которым в последние годы были разработаны электронные системы вождения. Первая основная причина – безопасность (т. е. количество дорожно-транспортных происшествий), а также базовые экономические принципы (время – стоимость и т. д.) являются привлекательным ходом, а удобство для водителей также является доказательством этого.

Инновационные усовершенствованные системы помощи водителю, как правило, представляют собой системы, которые помогают водителю в процессе вождения. Разработанные с использованием безопасного и совместимого человеко-машинного интерфейса, они должны быть направлены на повышение безопасности транспортных средств и безопасности дорожного движения в целом.

МЕТОДОЛОГИЯ

На различных серийных моделях доступны следующие инновационные системы помощи водителю: Автономный круиз-контроль. Автономный круиз-контроль (АСС; также называемый адаптивным круиз-контролем или радарным круиз-контролем) – это система круиз-контроля для различных дорожных транспортных средств, которая автоматически регулирует скорость нашего автомобиля для поддержания безопасного расстояния до транспортных средств впереди нас. В основном существует два типа систем, которые мы можем использовать для достижения адаптивного круиз-контроля: системы на основе лазеров и системы на основе радаров (рис. 1).

Лазерная система использует световые импульсы, а радарная система использует радиоволны для установления связи между транспортными средствами. Система на основе радара предпочтительнее системы на основе лазера, поскольку система на основе лазера бесполезна в неблагоприятных погодных условиях, таких как

туман или когда идущий впереди автомобиль, скорость которого необходимо отслеживать, покрыт пылью.

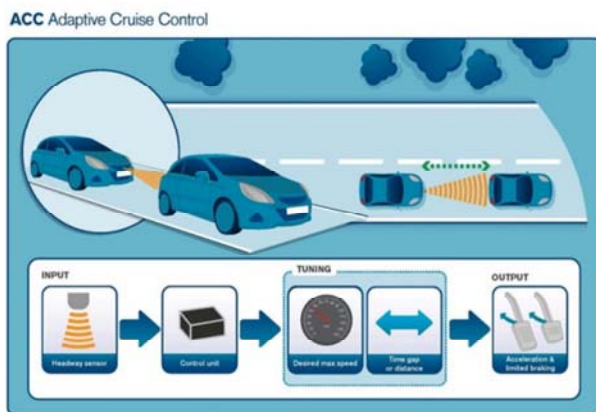


Рисунок 1 – Адаптивный круиз-контроль с использованием радиолокационных систем

Вспомогательная система на перекрестке. Просчеты водителя или неправильное понимание скорости и расстояния, а также неспособность остановиться на красном свете светофора или перекрестке являются одними из распространенных причин аварий. Система помощи при перекрестках распознает подобные критические ситуации на перекрестках и предупреждает водителя о нарушении красного света или опасных поворотах. Система даже может порекомендовать необходимую скорость при приближении к зеленой волне светофора или к красному светофору.

На перекрестке система помощи при перекрестке поддерживает водителя, устанавливая прямую связь между автомобилем и сигналами светофора. На перекрестке установлены различные системы камер, которые следят за дорожной ситуацией и отправляют полученные данные вместе с сигналом в автомобиль по беспроводной технологии. Система оценивает данные, полученные по беспроводной технологии, вместе с бортовыми данными, доступными в автомобиле, такими как скорость, расстояние до перекрестка и даже направление движения (рис. 2).

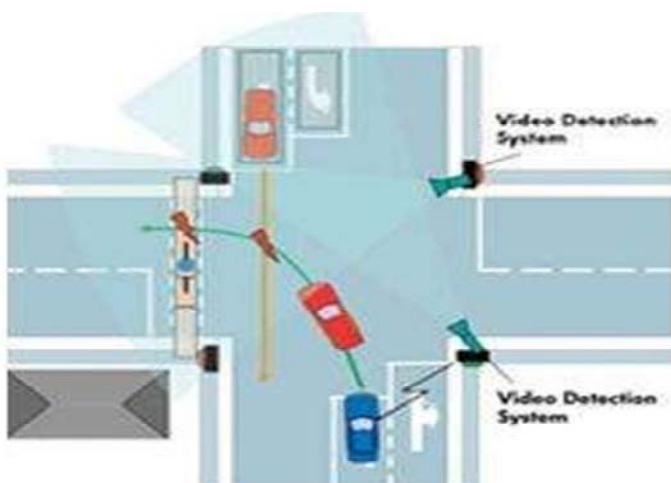


Рисунок 2 – Помощник на перекрестке на связи

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В случае отказа системы безопасность должна определяться мерами по предотвращению крупных аварий и минимизации последствий для пассажиров в случае любой аварии. Принятие клиентами систем помощи водителю зависит от убедительной демонстрации этих многочисленных функций. Приемка также зависит от формы реализации систем помощи водителю. Выгоды для конечного пользователя или клиента должны быть ясными и непосредственно ощутимыми. Следовательно, функции, повышающие удобство, должны меняться лучше, чем функции, повышающие безопасность. Многие водители считают себя, по крайней мере, более безопасным водителем, чем средний водитель. Строгие требования, предъявляемые к приложениям системы помощи водителю всеми заинтересованными сторонами в отношении безопасной (и корректной) работы, а также надежности, ложные срабатывания недопустимы, особенно для конечных пользователей.

ЛИТЕРАТУРА

1. «An Intelligent Driver Assistance System (I-DAS) for Vehicle Safety Modelling using Ontology Approach» Saravanan Kannan, Arunkumar

Thangavelu, Ramesh abu Kalivaradhan School of Computing Sciences and Engineering, VIT University, 632014, TN, India

2. Ozod G'aybulla o'g, S. Innovatsion texnologiyalarni hisobga olgan holda, haydash xatti-harakatlarini boshqarish samaradorligini oshirish / S. Ozod G'aybulla o'g, M. S. Sobirjon o'g'li // Образование наука и инновационные идеи в мире, 2024. – № 39(1). – P. 180–184.

3. Ozod g'aybulla o'g, S. Introduction to adas and understanding the importance of advanced driver assistance system, 2023.

4. Адиллов, О. К. Функционирования автобусного транспорта в место паломничества / О. К. Адиллов, А. Шакиров // Golden brain, 2023. – № 1(3), P. 161–166.

5. Shokirov, O. Texnik servis xizmati va ta'mir mintaqasining texnologik yechimi Oqbuta Adilov.

6. Подключенные автомобили в интеллектуальных транспортных системах умных городов / С. А. Ляпин, Д. В. Капский, Ю. Н. Ризаева, Д. А. Кадасев // Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте : сборник статей международной научно-практической конференции, Липецк, 20–21 апреля 2022 года . – Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2022. – С. 7–14. – EDN HMDXEC.

7. Анализ развития различных видов городского электрического транспорта в Полоцке и Новополоцке / Д. В. Капский, В. Н. Кузьменко, А. С. Красильникова [и др.] // Наука и техника. – 2022. – Т. 21, № 2. – С. 150–157.

8. Основы автоматизации интеллектуальных транспортных систем : Учебник / Д. В. Капский, Е. Н. Кот, С. В. Богданович [и др.]– Вологда : Общество с ограниченной ответственностью «Издательство «Инфра-Инженерия», 2022. – 412 с.

9. Безопасность транспортных средств / С. В. Скиркоцкий, Д. В. Капский, С. Л. Лапский, А. Д. Лукьянчук ; Министерство транспорта и коммуникаций Республики Беларусь; Учреждение образования "Белорусский государственный университет транспорта". – Гомель : Учреждение образования "Белорусский государственный университет транспорта", 2022. – 349 с.

Представлено 20.04.2024

**СИНЕРГИЯ МИГРАЦИИ И ОБМЕНА ДАННЫХ
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИХ
ТЕХНОЛОГИЙ**

**SYNERGY OF MIGRATION AND DATA EXCHANGE
USING IMPORT SUBSTITUTION TECHNOLOGIES**

Кольцова И. А.¹, рук. сектора,

Кадолич Ж. В.², канд. техн. наук, доц.,

¹Научно-технический центр комбайностроения

ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь

²УО «Гомельский государственный технический университет
им. П. О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

I.Koltsova¹, Sector Leader, J. Kadolich², Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

¹Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering
of JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus

²Educational Institution «Gomel State Technical University
named after P. O. Sukhoi», Gomel, Belarus

В данной статье рассматривается сложившаяся ситуация в сфере информационных технологий. Санкции против России и Республики Беларусь затрудняют покупку лицензий. Сегодня под санкциями системы САПР Creo, PDM Windchill и др.

Импортозамещение в сфере ИТ-технологий является приоритетной задачей. Поиск альтернативного, импортнезависимого ПО. Критерии подбора системы САПР и системы PDM. Миграция данных из старой системы в новую.

This article examines the current situation in the field of information technology. Sanctions against Russia and the Republic of Belarus make it difficult to purchase licenses. Today, the following CAD systems are under sanctions: Creo, PDM Windchill, etc.

Import substitution in the IT sphere is a priority task. Search for alternative, import-independent software. Criteria for selecting a CAD system and a PDM system. Migration of data from the old system to the new one.

Ключевые слова: 3D-модели, Creo, Windchill, Компас, разработчик ASCON, импортозамещение, альтернативное решение, форматы данных для миграции

Keywords: 3D models, Creo, Windchill, Compass, developer ASCON, import substitution, alternative solution, data formats for migration.

ВВЕДЕНИЕ

В НТЦК (Научно-техническом центре комбайностроения) ОАО «Гомсельмаш» активно продвигается тематика цифровой трансформации конструкторских работ.

Американские власти расширили список антироссийских санкций в области IT-консалтинга и программного обеспечения (далее – ПО). США ввели сегодня [1] новые масштабные санкции и экспортный контроль в отношении России и Беларуси.

Новые санкционные меры включают запрет на предоставление консультационных IT-услуг и IT-услуг по проектированию и IT-поддержки или облачных услуг для «программного обеспечения для управления предприятием» и «программного обеспечения для проектирования и производства». Эта мера вступает в силу 12 сентября 2024 года и прочие [2].

12 июня Минфин и Госдепартамент США выпустили определение, которое расширяет перечень санкций против России. С 12 сентября американским компаниям запретят:

- консультировать россиян в области IT;
- оказывать услуги по проектированию в IT-сфере;
- предоставлять IT-поддержку и услуги облачных сервисов для ПО некоторых видов.

Конкретный перечень ПО, которое попадает под действие европейских санкций:

- планирование ресурсов предприятия (ERP);
- система управления взаимоотношениями с клиентами (CRM);
- бизнес-аналитика (BI);
- управление цепями поставок (SCM);
- корпоративное хранилище данных (EDW);
- компьютеризированная система управления техническим обслуживанием (CMMS);
- программное обеспечение для управления проектами, управления жизненным циклом изделия (PLM) и прочие компоненты для

указанного ПО, включая программное обеспечение для бухгалтерского учета, управления автопарком, логистики и управление персоналом;

- информационное моделирование зданий (BIM);
- система автоматизированного проектирования (CAD);
- система автоматизированного производства (CAM);
- разработка на заказ (ETO) и прочие компоненты для указанного ПО.

ПОИСК АЛЬТЕРНАТИВНОГО РЕШЕНИЯ.

КРИТЕРИИ ПОДБОРА СИСТЕМ САПР И PLM

В НТЦК за 20 лет накоплен опыт работы, знания, компетенции, информация по цифровым 3D-моделям проектируемой зерноуборочной и кормоуборочной техники. Исторически сложилось выполнение проектирования в данной САПР Creo и PDM Windchill.

В НТЦК САПР Creo и PDM Windchill используются для проектирования, для разработки 3D-моделей, конструкторской документации и являются основными инструментариями.

Сегодня под санкциями – системы САПР Creo и PDM Windchill (далее – Windchill) разработчик фирма англ. «PTC» (Parametric Technology Corporation); компания «PTC», крупный мировой игрок в области разработки CAD/CAM/CAE/PLM-решений) страна США – международная компания-разработчик программного обеспечения для двухмерного и трехмерного проектирования (CAD/САПР), управления жизненным циклом изделий (PLM), управления обслуживанием (SLM) и управления жизненным циклом приложений (ALM) [3, 4].

В России вышел Указ Президента Российской Федерации от 30.03.2022 № 166 «О мерах по обеспечению технологической независимости и безопасности критической информационной инфраструктуры Российской Федерации».

Из Указа № 166 следует, что полностью перейти на российский софт в России необходимо до 1 января 2025 года [1]. В России закупки импортного ПО прекращены и в будущем не планируются [5].

ВВЕДЕНИЕ САНКЦИЙ И ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ

Санкции против России и Республики Беларусь затрудняют покупку обновлений и лицензий ПО.

Сегодня под санкциями САПР Creo, PDM Windchill, разработчик фирма англ. «PTC», SAP, Автокад, СУБД Oracle, PTC Creo View и др.

Импортозамещение в сфере ИТ-технологий является приоритетной задачей для предприятий Беларуси. Сегодня используем старые версии зарубежного ПО и тестируются альтернативные решения отечественного ПО. В связи с санкциями ряда государств использовать зарубежные продукты, становится рискованно. Продолжаем проектные работы с имеющимся (старыми) версиями ПО и рассматриваем версии альтернативного ПО.

Как сегодня в короткий срок перейти (создать) на новые системы тематики PDM/PLM/CAD/CAM? И это вопрос, который актуален на всех предприятиях Республики Беларусь, России, кто ранее работал в зарубежных системах.

Для начала необходимо выстроить алгоритм, что, зачем и в каком объеме импортозамещать? Оценить трудоемкость процесса переноса данных. Провести опытную эксплуатацию для выявления всех «подводных камней» при переходе на импортозамещающие системы.

В НТЦК анализировали, изучали функциональность имеющихся систем CAD/САПР и PLM/PDM, при этом учитывая знания и опыт работы НТЦК при работе с CREO/Windchill.

Анализировали действующие на рынке России системы CAD/САПР по функциональным возможностям (по теории Боровкова А. И. «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого») [7]:

- раздел «Геометрическое ядро»;
- раздел «Интерфейс»;
- раздел «Документация»;
- раздел «Чтение и запись сторонних форматов данных»;
- раздел «Интеграции с внешними системами общего плана»;
- раздел «Эксплуатация системы»;
- раздел «Внедрение и сопровождение системы вендором или дистрибьютерами»;
- раздел «Объектно-ориентированные свойства (Model-Based Definition)»;
- раздел «Создание геометрических моделей»;
- «Создание аннотированных моделей»;
- «Инструменты поиска/анализа геометрии»;

- раздел «Работа с большими сборками. Создание сборочных моделей»;
- раздел «Создание чертежей»;
- раздел «Создание анимации»;
- раздел «Диагностика. Качество 3D-моделей, чертежей процесса проектирования»;
- раздел «Генеративный дизайн»;
- раздел «Рендеринг»;
- раздел «Модуль конструирования трубопроводов»;
- раздел «Модуль конструирования и литья пресс-форм»;
- раздел «Модуль конструирования листовых деталей»;
- раздел «Композиционные материалы»;
- раздел «Работа с неразъемными соединениями. Модуль конструирования сварных швов»;
- раздел «Аддитивное производство»; «Модуль конструирования электрики».

Анализировали функциональные возможности отечественных САД-систем по разделу «САЕ-функционал (Расчетные модули)».

Анализировали действующие системы управления жизненным циклом изделия PLM-систем по функциональным возможностям:

- раздел «Общие возможности систем»;
- раздел «Взаимодействие, ассоциативность с системами САПР/CAD/CAE»;
- раздел «Разработка (проектирование) изделия»;
- раздел «Управление структурой изделия»;
- раздел «Управление данными инженерных расчетов»;
- раздел «Технологическая подготовка производства»;
- раздел «Управление нормативно-справочной информацией (НСИ)»;
- раздел «Технический документооборот и управление изменениями»;
- раздел «Управление требованиями»;
- раздел «Электронный архив технической документации»;
- раздел «Управление планированием»;
- «Управление финансами»;
- раздел «Управление программами и проектами»;
- раздел «Взаимодействие с поставщиками»;
- раздел «Встроенная визуализация»;

- раздел «Администрирование системы»;
- «Конфигурирование системы»;
- раздел «Возможности по расширению функций системы и настройке интерфейса пользователя (UI)»;
- раздел «Услуги разработчика по внедрению и сопровождению системы».

Анализируя рынок ПО по направлениям интегрированного использования CAD/PLM/PDM, прорабатывая текущие предложения на рынке ПО CAD/PLM/PDM, участвуя в семинарах по импортозамещению – установлено, что PDM системы аналогично функционалу Windchill, пока не разработаны, но интенсивно ведутся доработки, обновление, адаптация российского ПО, работы по информационно-технологической трансформации в области CAD/PLM/PDM, ОС (операционных систем) и используемых СУБД.

Проработав функциональные возможности САПР (CAD), PLM в качестве основного альтернативного решения рассматриваются российские продукты (технологии) АСКОН [6]:

- для проектирования САПР(CAD) Компас;
- для PDM/PLM система Лоцман;
- для библиотек база «Полином».

В НТЦК, в технологических службах ОАО «Гомсельмаш» осуществляется реализация пилотного проекта по тематике импортозамещения ПО, исследования функционала системы 3D-КОМПАС, ЛОЦМАН PLM и ТПП ВЕРТИКАЛЬ, МДМ ПОЛИНОМ (справочник доступ к нормативно-справочной информации) фирмы АСКОН.

Цель – изучение вопроса импортозамещения ПО, поиск аналогов программного обеспечения (систем, цифровых технологий) по направлению CAD/PDM/PLM; исследования функционала системы 3D-КОМПАС, ЛОЦМАН PLM и ТПП ВЕРТИКАЛЬ, МДМ ПОЛИНОМ разработчик АСКОН (Россия), для взаимодействия конструктор-технолог в деле подбора конкурентоспособного отечественного программного комплекса для сквозного процесса конструкторско-технологической подготовки производства.

В ходе проведения пилотного проекта выявлены основные вопросы, которые надо решать:

- миграция (экспорт данных из Creo и Windchill; импорт в альтернативную систему АСКОН) данных;

- соответствие функционала (выше по тексту приводится критерии выбора систем САД/САПР и систем PLM – систем по функциональным возможностям);

- взаимодействие, ассоциативность с системами САПР/САД/САЕ/PLM; – двусторонней ассоциативности (модель – чертеж и чертеж – модель);

- командная работа проектировщиков, технологов, специалистов других подразделений;

- работа с большими сборками (проектирование, разработка чертежей); производительность, скорость загрузки при работе с 3D-моделями.

ПРИОРИТЕТНЫЙ ВОПРОС – МИГРАЦИЯ ДАННЫХ

В процессе перехода на технологии АСКОН предстоит решить приоритетный первоочередной вопрос о миграции – обмен данными между САД-системами (из системы CREO /Windchill в Компас, Лоцман; в каких форматах выполнять экспорт/импорт) того, что было наработано НТЦК в течение последних 15–20 лет.

Проблема несовместимости САПР-данных вышла на новый виток развития с уходом зарубежных вендоров инжинирингового ПО, вынуждая конвертировать накопленные данные в форматы, поддерживаемые отечественными САД/САМ/САЕ-системами.

Конкуренция между разработчиками системами САПР, PDM растет, что усугубляет проблему обмена информацией между созданными в разных технологиях цифровыми моделями, т. е. передаче геометрии и топологии моделей.

Перспектива эффективного перехода конструкторско технологических служб ОАО «Гомсельмаш» на программное обеспечение ЛОЦМАН/КОМПАС от АСКОН напрямую зависит от возможности в сжатые сроки выполнить миграцию конструкторских наработок за последние 20 лет без потери данных и необходимости вручную дорабатывать модели-чертежи-спецификации. Для импорта САПР используют форматы:

- в Компас 3D – .dwg, .dxf, .sat, .igs, .stp, .x_t, .x_b;

- в Creo – .sat, .It, .igs, .stp, .wrl, .x_t, .x_b, .stl, .prt, .neu, .vda asm.

ФОРМАТЫ СОХРАНЕНИЯ ФАЙЛОВ В СИСТЕМЕ САПР CREO И САПР КОМПАС

Определяющей характеристикой файла САПР является его формат. Для экспорта данных САПР CREO имеет возможности сохранять документы в следующих форматах (рис. 1).

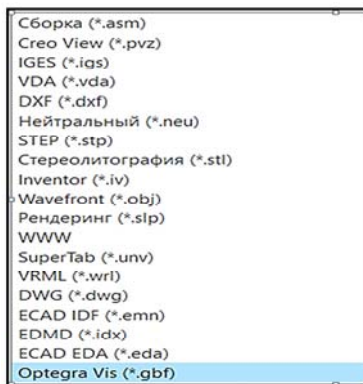


Рисунок 1 – Форматы, в которых могут быть сохранены документы САПР для экспорта

Обмен моделями между КОМПАС-3D и другими системами через форматы, представленные в табл. 1 – «Форматы обмена трехмерными моделями».

Импорт моделей из проприетарных форматов других САД-систем (список форматов приведен в табл. 2).

Существуют следующие форматы: нейтральные, нативные и форматы геометрических ядер.

Форматы данных, используемые в CREO: 3D-модели сборки расширение .asm, детали – .prt, чертежи – .dwg.

В Creo/Windchill данные представляются файлами в 3D-моделях в «родном» формате (PRT/ASM) чертежи в «родном» формате DWG. Форматы, например, CREO производятся основными разработчиками-поставщиками САПР фирмой «РТС». Чтобы импортировать их в сторонние инструменты САПР, требуется конвертация.

Таблица 1- Форматы обмена трехмерными моделями

Формат	Расширение файла	Версия формата для экспорта
IGES	*.igs	5.3
ACIS	*.sat	7.0
JT	*.jt	9.5
Parasolid	*.x_t, *.x_b, *.xmt_txt, *.xmt_bin, *.xmp_txt, *.xmp_bin	27.0 (экспорт возможен в файлы типа *.x_t и *.x_b)
STEP	*.stp, *.step	AP203, AP214, AP242
STL	*.stl	формат не имеет версионности
OBJ	*.obj	экспорт не производится
AutoCAD	*.dxf, *.dwg	экспорт не производится

Таблица 2- Проприетарные форматы, из которых возможен импорт моделей

Формат	Расширение файла	Версия
UGS/NX	*.prt	v5 – v2212
ProE/Creo	*.prt, *.asm	v2 – v7
SolidWorks	*.sldprt, *.sldasm	204-2021
Inventor	*.ipt, *.iam	2015 – 2021
Catia 5	*.CATPart, *.CATProduct	V5 R8 – V5-6 R2021
3D XML	*.3dxml	4.0 – 4.3
SolidEdge	*.par, *.asm, *.psm	v17 – v2021

В отличие от открытых стандартов, проприетарные форматы, предназначены для использования только внутри конкретной системы или программы, разработанными «РТС». Таким образом, доступ к данным, сохраненным в проприетарном формате, ограничен и зависит от разрешения владельца формата.

Компания «РТС», разработавшая проприетарный формат, имеет полный контроль над его функциональностью, безопасностью и обновлениями. Это позволяет ей адаптировать формат под свои потребности и обеспечивать его надежность.

Использование проприетарного формата дает компании «РТС» конкурентное преимущество, поскольку другим организациям может потребоваться приложение или лицензирование специфичных программ или устройств, для работы с этим форматом.

При оценке информационного обмена на этапе исследования миграции оценочными критериями выбраны:

- точность геометрической модели;
- сохранения дерева построения;
- твердость модели, а не каркасность;

- возможность модификации;
- возможность сохранения модификаций;
- характеристики (атрибуты, параметры) сборок, деталей (материал, плотность, масса, площадь, объем и центр масс).

Сегодня форматы, данные технологии фирмы «РТС» с точностью прочитать невозможно. У каждого разработчика своя технология, свои форматы данных, свои подходы.

На сегодняшний день 3D-модели в формате PRT/ASM в КОМПАС открываются. Но надо постоянно сравнивать с эталоном. Имеются вопросы по «Дерево построения/Дерево геометрии». Такая модель, как в CREO / Windchill, в технологиях АСКОН не получается. В CREO заложена другая функциональность, другие технологии по-сравнению с КОМПАС.

КОМПАС допускает читать форматы 3D-модели CREO используя форматы STEP, ACIS, IGES, DWG, DXF. Однако их использование ограничивает возможность редактирования импортированных данных, так как теряется информация об истории в контексте построения геометрии, ассоциативная связь между моделью и чертежом.

ФОРМАТЫ ОБМЕНА МЕЖДУ САПР – ФОРМАТ STEP

Файлы формата STEP имеют расширения: .stp, .step. STEP (Standard for the Exchange of Product model data) стал следующим шагом в борьбе за совместимость САПР. Определить стандарты обмена данными для ключевых случаев использования в отрасли позволяет то, что STEP состоит из десятков AP (протоколов приложений), включая AP 203 для 3D-проектирования механических деталей и сборок, AP 2014 – для механического проектирования автомобилей и всеобъемлющий AP 242 – в целом для 3D-проектирования на основе моделей. Эти протоколы приложений и их комбинации помогают охватить все основные аспекты проектирования, производства и жизненного цикла продукта, что делает STEP неизменно предпочтительным вариантом для обмена между системами CAD и PDM/EDM.

Нейтральные форматы – IGES, STEP, JT и др. сильно ограничивают возможность редактирования импортированных данных, так как теряется информация об истории и контексте построения геометрии, ассоциативная связь между моделью и чертежом, нало-

женные проектировщиком ограничения – как говорится, получается «неживая» геометрия.

Однако имеются и способы, которыми можно воспользоваться для решения задачи обмена между САД-системами: использование встроенных в САД-систему трансляторов, причем данные из формата одной системы конвертируются в формат другой, то есть реализуются функции импорта/экспорта.

При переносе геометрической модели, созданной с помощью САПР CREO, в систему, основанную на другом геометрическом ядре АСКОН, возникают проблемы, связанные:

- с ограниченными возможностями или отсутствием трансляторов, которые должны обеспечивать обмен данными;
- потерей информации при преобразовании ее из одного математического представления в другое;
- разной трактовкой правил записи и чтения нейтральных форматов файлов;
- разными версиями нейтральных форматов файлов и трансляторов, а также тем, что при импорте трёхмерной геометрии в форматах IGES, ACIS, Parasolid и других теряются параметризация и иерархическая структура модели. Переданная таким образом модель не подлежит редактированию.

СЛОЖНОСТИ ПРИ ПЕРЕХОДЕ НА ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩУЮ ТЕХНОЛОГИЮ АСКОН

При тестировании технологий АСКОН, проработки технологий АСКОН Компас/Лоцман, выявлено следующее:

- 3D-модели из системы Сгео с командами (фичерами) «Дерево модели/Дерево построения», с атрибутами в полном объеме не переносятся в Компас/Лоцман;
- отсутствует технология для массового (пакетного) производительного импортирования данных, а не по одной 3D-модели;
- отсутствует техническое решение (технология) по миграции данных, наработанных за 15–20 лет в Creo/Windchill;
- значительное отставание по функциональности, быстродействию и удобству, функционалу использования по сравнению с зарубежными аналогичными системами, (например, Creo/Windchill, использующиеся в настоящее время на предприятии).

Основными противоречиями, выявленными в ходе выполнения тестирования, пилотного проекта требующими совершенствования и развития является также производительность и функциональные возможности Компас/Лоцман при работе с большими сборками. В специфике НТЦК под большой сборкой понимаем сборку из 40–70 тыс. элементов. Например, представители АСКОН не дают гарантий, про быстрое действие больших сборок верхнего уровня (например, наукоемкие зерноуборочные комбайны КЗК-2124, КЗК1218, КЗК-8-9, КЗК-3219, КЗК 200-2 и кормоуборочные КВК 650-10 и др.).

ПРОБЛЕМЫ МИГРАЦИИ (ЭКСПОРТА /ИМПОРТА ДАННЫХ)

Сложности миграции (экспорта) данных 3D-моделей, чертежей из Windchill и Creo (импорт) в Лоцман и Компас, которые нарабатываются годами в Windchill и Creo, очень важная и трудоемкая процедура, которая вызывает множество трудностей.

Первоочередные объекты (инженерные данные) систем Creo, Windchill, которые подлежат экспорту в новую систему:

- ассоциативно связанные чертежи и 3D-модели;
- чертежи и атрибуты, 3D-модели и исполнения, атрибуты ДСЕ, версии, состояние ЖЦИ, где расположены «Локация», «Изделие»;
- вспомогательные модели, версии, состояние жизненного цикла изделия (ЖЦИ), где расположены «Локация», «Изделие»;
- составные части и атрибуты, версии;
- проекты (контексты) по изделиям, справочники, коллективы;
- классификационные схемы справочников – справочники /библиотеки, справочник «Наименований ДСЕ»;
- инфо-объекты;
- листовые 3D-модели и чертежи, версии, таблицы гибки, которые увязаны с листовыми цифровыми моделями и др.

Новые технологии АСКОН (Компас, Лоцман, Полином) требуют переобучение персонала и дальнейшего функционального развития.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований подчеркивают необходимость доработки фирмой АСКОН функционала ПО САПР Компас и PLM Лоцман для обеспечения их соответствия требованиям современ-

ных инженерных задач и зарубежных аналогов, «тяжелых САПР» и современных PLM/PDM систем.

Технологии АСКОН уступают зарубежным аналогам Creo/Windchill. Были выявлены и проанализированы существующие на данный момент проблемы при переходе на технологии АСКОН:

- проблемы с переносом 3D-моделей, чертежей из САПР Creo в САПР Компас/PLM Лоцман;
- отсутствие технологии для массового импортирования данных;
- сложности миграции данных, накопленных, разработанных НТЦК за 15–20 лет;
- отставание по функциональности и быстрдействию, интерфейсу по сравнению с зарубежными аналогами;
- отсутствие ряда функций, таких как переименование, работа с версиями, диагностика моделей и т. д.;
- ограниченные возможности работы с большими сборками;
- необходимость переобучения всего персонала.

ЛИТЕРАТУРА

1. США запретили предоставлять IT-услуги России: что это значит : [сайт]. – URL: https://kontur.ru/talk/spravka/52604ssha_zapretili_predostavlyat_ituslugi_rossii/ (дата обращения: 19.05.2024).

2. Про новые санкции и экспортный контроль в отношении ПО и связанных с ним услуг : [сайт]. – URL: <https://habr.com/ru/articles/822679/> (дата обращения: 01.05.2024).

3. Российский IT-рынок проходит через санкционную облачность. Обобщение : [сайт]. – URL: <https://www.interfax.ru/russia/966517/> (дата обращения: 19.08.2024).

4. Санкции в отношении IT-услуг и программного обеспечения : [сайт]. – URL: <https://konsugroup.com/news/it-sanctions-2024/> (дата обращения: 19.08.2024).

5. О мерах по обеспечению технологической независимости: Указ Президента Российской Федерации от 30.03.2022 года № 166 «О мерах по обеспечению технологической независимости и безопасности критической информационной инфраструктуры Российской Федерации» // Нац. реестр правовых актов Российской Федерации. – 2022.

6. Аскон. Сквозная 3Д-технология-конкурентное преимущество бизнеса : [сайт]. – URL: <https://ascon.ru/solutions/ct3d/> (дата обращения: 19.08.2024).

7. Функциональные характеристики отечественных систем автоматизированного проектирования (САД-систем). Экспертно-аналитический доклад (по состоянию на март 2024 года): монография / А. И. Боровков и [др.]. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2024. – 214 с.

Представлено 15.06.2024

**ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ ТЕЛЕЖКИ НИЗКОПОЛЬНОГО ТРАМВАЯ**

**ASSESSMENT OF STRESS-STRAIN STATE OF A LOW-FLOOR
STREETCAR BOGIE**

**Мендель В.А.¹, Шукюров А.О.¹, Кисельков А.Л.¹,
Омелиусик А.В.¹, канд. техн. наук, Половинкин С.В.²,**

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «УКХ «Белкоммунмаш», г. Минск, Беларусь

V. Mendel¹, A. Shukiurov¹, A. Kiselkov¹,

A. Omeliusik¹, Ph. D. in Eng., S. Polovinkin²,

¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

²ОАО «УКХ «Belkommunmash», Minsk, Belarus

Проведена расчетная оценка прочности трамвайной тележки согласно ГОСТ 34809-2021. Моделирование и расчет прочности выполнены в программном комплексе ANSYS Workbench.

Estimation of streetcar bogie strength according to GOST 34809-2021. Modeling and strength calculation are carried out in ANSYS Workbench software package.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, прочностной расчет, напряженно-деформированное состояние, трамвай, тележка трамвая, ANSYS.

Keywords: computer modeling, virtual tests, finite element method, strength calculation, stress-strain state, streetcar, streetcar bogie, ANSYS.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение требуемых показателей прочности несущих конструкций трамвайной тележки достигается рядом конструктивных решений и обоснованным выбором материалов. Оценка требуемых

показателей прочности производится по результатам расчета НДС конструкции

[1–4] при заданных режимах нагружения. Нормативным документом, содержащим перечень базовых требований к режимам нагружения и прочности конструкций трамваев, является ГОСТ 34809-2021 «Легкорельсовые транспортные средства. Общие технические требования. Методы проверки» [5].

Расчет показателей напряженно-деформированного состояния конструкций выполняется методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS [6–8].

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛЕЖКИ НИЗКОПОЛЬНОГО ТРАМВАЯ

Объект исследования – основные силовые конструкции трамвайной тележки низкопольного трамвая.

На рис. 1 представлена 3D-модель тележки, включающая две торные балки 1, две продольные балки 2 и шкворневую балку 3.

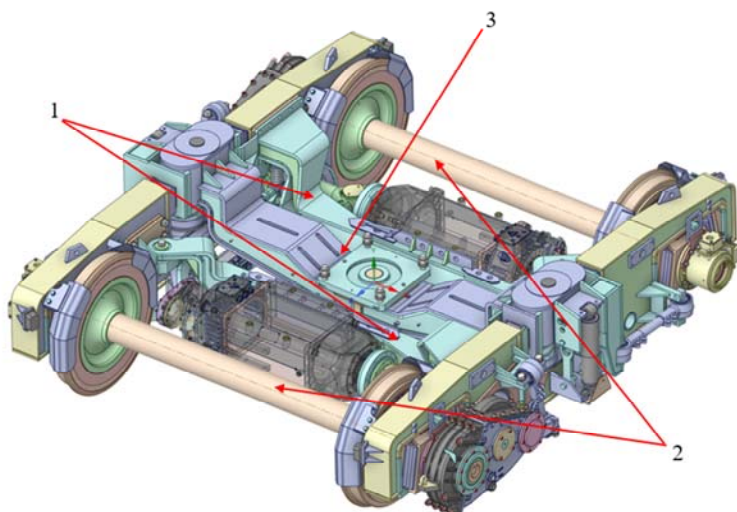


Рисунок 1 – 3D-модель тележки трамвайного вагона

Так как основные несущие элементы тележки изготавливаются из металлопроката, имеющего постоянную толщину, то в расчетах

целесообразно 3D-модель преобразовать в оболочечную и использовать конечные элементы типа оболочка (shell).

На рисунках 2 и 3 представлены преобразованная 3D-оболочечная модель и созданная на ее основе расчетная конечно элементная (КЭ) модель трамвайной тележки.

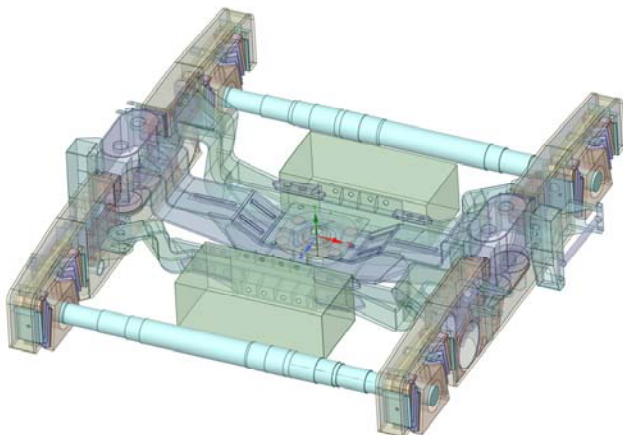


Рисунок 2 – Оболочечная модель трамвайной тележки

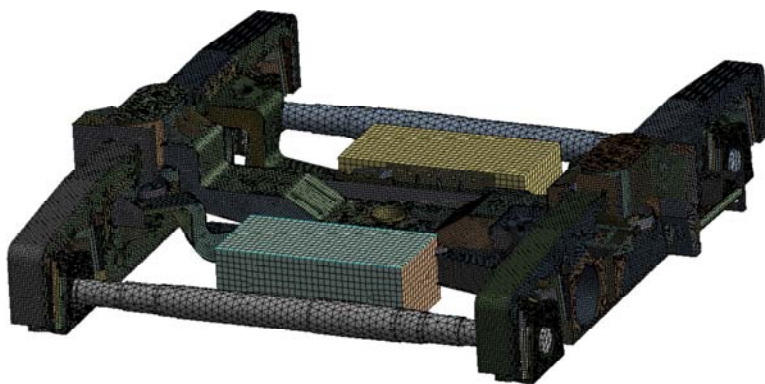


Рисунок 3 – Расчетная КЭ модель трамвайной тележки

По требованиям ГОСТ 34809-2021 при расчете тележки должны быть учтены следующие нагрузки и факторы:

- собственная сила тяжести (вес) конструкции и сила тяжести (вес) пассажиров (полезная нагрузка);
- инерционные динамические силы, вызванные колебаниями трамвая при движении;
- динамические силы, возникающие при движении трамвая по кривым участкам пути;
- силы аэродинамического давления (давление ветра);
- силы взаимодействия трамвая при работе по системе многих единиц и буксировке;
- силы тяги и торможения и вызванные ими пробольные силы инерции;
- силы от работы механизма тягового привода;
- силы от действия тормозных систем;
- силы от действия навесного оборудования;
- силы от работы механизмов, установленных на трамвай;
- силы, прикладываемые к элементам трамвая при ремонте.

Значения сил рассчитываются исходя из полной массы, скорости движения, боковое ускорения, силы тяги и жесткости подвески трамвая.

В соответствии с требованием ГОСТ 34809-2021 конструкции тележки рассчитывают на наиболее невыгодное возможное сочетание одновременно действующих нормативных сил [5, 9].

Общий вид расчетной схемы нагружения трамвайной тележки для этого случая показан на рис. 4. В зонах букс ограничены вертикальные и поперечные перемещения, в шкворневой балке в зоне подшипника ограничены продольные перемещения.

На рис. 5 и 6 представлен общий вид распределения растягивающих напряжений в конструкции моторных балок трамвайной тележки, МПа

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный расчет позволил выявить наиболее нагруженные зоны конструкций:

- для шкворневой балки – центральная часть 1;
- для продольных балок: нижняя полка, в средней части, в зоне отверстия для размещения карданного вала двигателя и на радиусе скругления, в зоне крепления букс 2.

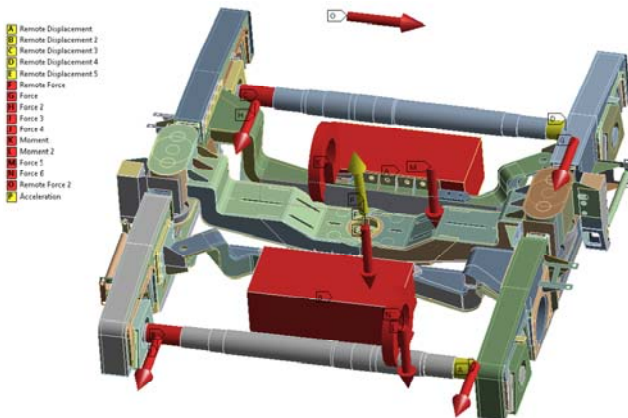


Рисунок 4 – Схема нагружения и закрепления трамвайной тележки

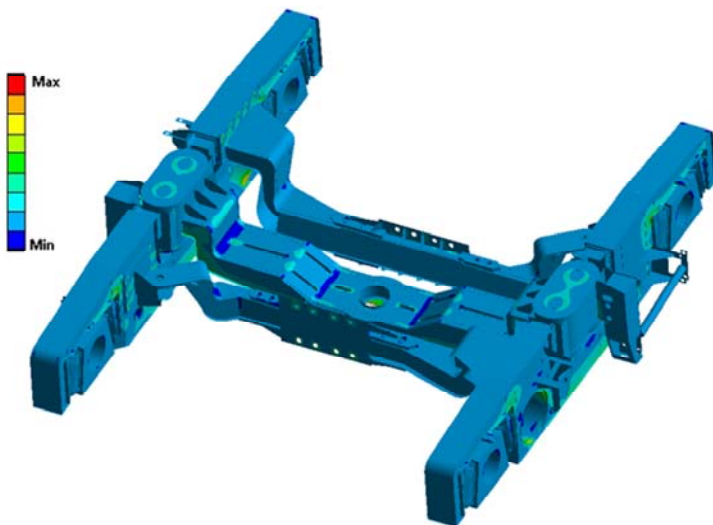


Рисунок 5 – Распределение растягивающих напряжений в трамвайной тележке (вид сверху)

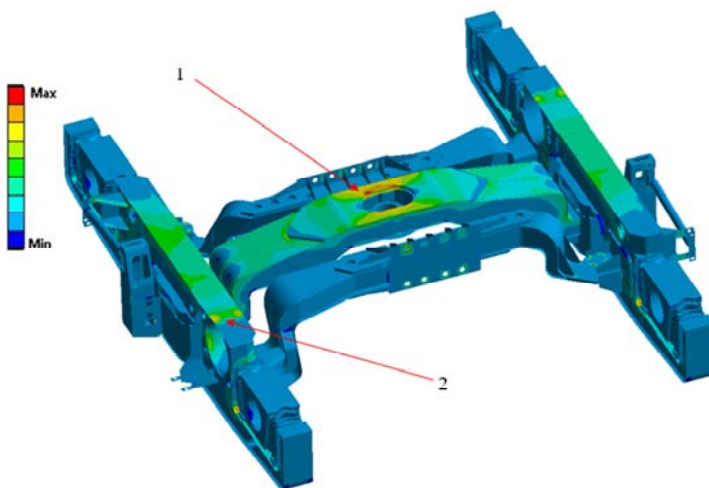


Рисунок 6 – Распределение растягивающих напряжений в трамвайной тележке (вид снизу):

- 1 – зона максимальных напряжений на шкворневой балке,
- 2 – зона максимальных напряжений на продольной балке

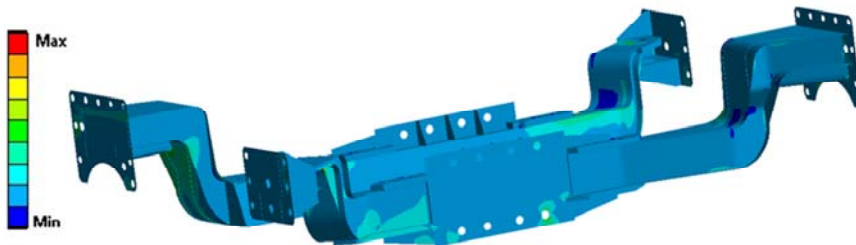


Рисунок 7 – Распределение растягивающих напряжений

В моторных балках тележки при рассматриваемом режиме нагружения высокие напряжения не возникают.

Повышение прочности шкворневой балки возможно путем увеличения момента сопротивления изгиба за счет повышения, как толщины применяемого листового материала, так и габаритных размеров сечения, в частности высоты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gutiérrez, J. The European High-Speed Train Network: Predicted Effects on Accessibility Patterns / J. Gutiérrez, R. González, G. G. Gómez // *Journal of Transport Geography*. Vol. 4. – No. 4. – December 1996, – P. 227–238.
2. Xia, F. The Dynamic Wheel-Rail Contact Stresses for Wagon on Various Tracks / F. Xia, C. Cole, P. Wolfs // *Wear*. Vol. 265. – No. 9–10. – October 2008. – P. 1549–1555.
3. Ramji, K. Dynamic Behaviour of Railway Coach and Bogie Frame using Finite Element Analysis / K. Ramji, V. K. Goel, S. A. S. O. Rao, M. K. Naidu // *Journal of Institution of Engineers (India)*. Vol. 87. – January 2007. – P. 7–17.
4. Yoshimura, A. Study on Numerical Simulation Methods of the Railway Vehicle Track Dynamic Interaction / A. Yoshimura, M. Miwa, Y. Kawasaki // *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* / Vol. 8. – No. 1. – 2008. – P. 10833–10834.
5. ГОСТ 34809–2021. Легкорельсовые транспортные средства. Общие технические требования. Методы проверки. – М. : Российский институт стандартизации, 2022. – 50 с.
6. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя / К. А. Басов. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
7. Heylen, W. Modal Analysis Theory and Testing / W. Heylen, S. Lammens. – Leuven, Belgium: KUL Press, 1997. – 319 p.
8. ANSYS Mechanical APDL Modeling and Meshing Guide, 2013. – 238 p.
9. Bharadwaj, C. K. V. B. D. Stress Analysis of Bogie Frame Structure : [сайт]. – Режим доступа: <https://www.divaportal.org/smash/get/diva2:1194122/FULLTEXT03.pdf>. – Дата доступа: 18.04.2024.

Представлено 01.08.2024

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ДЕФОРМИРОВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ
КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

**COMPUTER SIMULATION OF DEFORMATION AND
DESTRUCTION OF COMPOSITE MATERIALS**

Омелюсик А. В., канд. техн. наук, **Шмелев А. В.**, канд. техн. наук,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь
A. Amialiusik, Ph. D. in Eng., A. Shmialiou, Ph. D. in Eng.,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

Приведены результаты испытаний на растяжение образцов стеклопластиков из тканей TR-0,56 и T-10(80). Исследовались образцы с углами ориентации волокон к направлению прикладываемой нагрузки 0°, 45°, 90°. Представлены методические рекомендации к определению значений параметров модели пластического деформирования тканевых стеклопластиков. Выполнена валидация полученных параметров модели материала путем компьютерного моделирования механических испытаний на растяжение образца стеклопластика из ткани TR-0,56 в программном комплексе ANSYS LS-DYNA с использованием гомогенного типа модели и критериев разрушения.

The results of tensile tests on fiberglass samples made from TR-0.56 and T-10(80) fabrics are presented. Samples with fiber orientation angles to the direction of the applied load of 0°, 45°, 90° were studied. Methodological recommendations for determining the values of the parameters of the model of plastic deformation of fabric fiberglass are presented. The obtained parameters of the material model were validated by computer simulation of mechanical tensile tests of a fiberglass sample made of TR-0.56 fabric in the ANSYS LS-DYNA software package using a homogeneous model type and failure criteria.

Ключевые слова: *стеклопластик, компьютерное моделирование, метод конечных элементов, прочность, гомогенная модель материала, ANSYS LS-DYNA.*

Keywords: *fiberglass, computer modeling, finite element method, strength, homogeneous material model, ANSYS LS-DYNA.*

ВВЕДЕНИЕ

Современные тенденции развития техники заключаются в снижении веса силовых конструкций машин и компонентов. Это требует, в том числе, применения новых конструкционных материалов, превосходящих по своим прочностным, упругим и другим свойствам традиционные материалы. Основным классом таких материалов, обеспечивающих минимизацию массы конструкции и высокую прочность, являются стеклопластики [1]. Как правило, они состоят из стеклянного наполнителя и синтетического полимерного связующего [2]. Наибольшей прочностью и жесткостью обладают стеклопластики, содержащие ориентированно расположенные непрерывные волокна. Изменяя ориентацию волокон, можно в широких пределах регулировать механические свойства изделия.

При численном решении прикладных задач механики деформируемого твердого тела проводят экспериментальные исследования механических свойств стеклопластиков. Результаты испытаний используются для идентификации значений параметров компьютерных моделей материала, описывающих свойства конструкции, исследуемой с применением специализированных программных комплексов. Как правило, для реализации численного моделирования используются программные средства на основе метода конечных элементов (МКЭ), такие как ANSYS, Abaqus, LS-DYNA и др. При этом главным вопросом в процессе практического использования МКЭ является корректность выбора модели материала, т.е. модели деформирования и разрушения, а также определение соответствующих значений параметров выбранных моделей, описывающих свойства конкретного материала.

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛЕЙ ДЕФОРМИРОВАНИЯ СТЕКЛОПЛАСТИКОВ

В работе [3] приводится достаточно полный перечень существующих подходов, применяемых при численном моделировании стеклопластиков в зависимости от уровня детализации рассмотрения состава материала.

Для практических расчетов распространение получили подходы макроуровня, основанные на гомогенном описании свойств материала, мезоуровневое моделирование на уровне слоев и на уровне нитей, микроуровневое моделирование на уровне представительных ячеек ткани. Моделирование на уровне волокон в пучке нити, которое также можно отнести к микроуровневому, используется гораздо реже и преимущественно для описания узкого класса специфических явлений. Остальные подходы относятся к молекулярному уровню и применяются только в фундаментальных исследованиях.

В программном комплексе ANSYS LS-DYNA используется широкий ряд моделей деформирования и разрушения стеклопластиков. С целью определения значений параметров моделей материалов тканевых стеклопластиков необходимо выполнить следующие этапы:

1. Провести экспериментальные исследования механических характеристик стеклопластиков с различной ориентацией армирующих волокон.

Испытания проводятся путем растяжения образцов стеклопластиков, подготовленных по ГОСТ 11262-2017 [4]. Рекомендуемые углы расположения волокон в образцах 0°, 45° и 90°;

2. Выполнить компьютерное моделирование натурального эксперимента с учетом полученных при испытаниях свойств материалов.

Моделирование осуществляется в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA. Рекомендуется применять модель упруго-пластического деформирования материала MAT_059 COMPOSITE_FAILURE_SOLID_MODEL, которая позволяет учитывать разрушение стеклопластика по девяти критериям. Полученные в эксперименте механические характеристики стеклопластика задаются в модель материала, а недостающие данные допускается задавать путем корректировки параметров материала-аналога;

3. Дать качественную и количественную оценку полученным результатам компьютерного моделирования эксперимента.

Качественная оценка заключается в сопоставлении характера разрушения стеклопластика, полученного при эксперименте и расчете. Сопоставление выполняется для образцов с разным расположением волокон. Также необходимо провести сопоставление результатов по значению предела прочности при растяжении, возникающем в образце при расчете и эксперименте. Погрешность по данному критерию, как правило для материалов, не должна превышать 5 % [5];

4. Выработать рекомендации по дальнейшему использованию полученных значений параметров моделей стеклопластиков.

Полученные значения параметров могут использоваться для расчета более сложных деталей машиностроения, таких как кузова автомобилей, панели обшивки и т.д. Так же значения параметров могут использоваться при валидации расчетных моделей и анализе прочностных характеристик стеклопластиков при различных углах ориентации волокон.

Разработанные методические подходы позволяют определять значения параметров моделей пластического деформирования стеклопластиков и проводить расчетную оценку прочности более сложных изделий машиностроения.

АПРОБАЦИЯ РАЗРАБОТАННЫХ МЕТОДИЧЕСКИХ ПОДХОДОВ

Для определения механических характеристик стеклопластиков были проведены испытания плоских образцов на основе стеклотканей TP-0,56 и T-10(80) при углах ориентации волокон 0° , 45° , 90° . Испытания по определению механических свойств проводилось на универсальной гидравлической испытательной машине INSTRON Satec 300LX, обеспечивающей погрешность измерения нагрузки не более 0,5% от измеряемого значения. Для регистрации деформаций использовался экстензометр INSTRON 2630-107 GL25MM с погрешностью измерения деформации не более 0,1 %.

В программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA PC (R800) была разработана гомогенная объемная конечно-элементная модель испытательного образца стеклопластика из ткани TP-0,56. Описание свойств материала образца выполнялось

с использованием модели материала MAT_059 COMPOSITE_FAILURE_SOLID_MODEL. Эта модель имитирует повреждение материала на основе трехмерного критерия разрушения по растягивающим, сжимающим и сдвиговым напряжениям.

Значения механических характеристик стеклопластика, включающие модуль упругости и прочность на растяжение в двух взаимоперпендикулярных плоскостях, приняты по результатам экспериментальных исследований. Недостающие значения механических характеристик приняты по литературным источникам [6]. Начальные и граничные условия соответствовали проведенным натурным испытаниям. Одна из захватных частей образца фиксировалась, а другой задавалось перемещение вдоль оси образца, тем самым вызывая его растяжение.

Расчет выполнен для образцов с ориентацией волокон 0° и 45° . На рис. 1 представлено сравнение разрушения натурального образца и компьютерной модели для образца с углом ориентации волокон 45° .

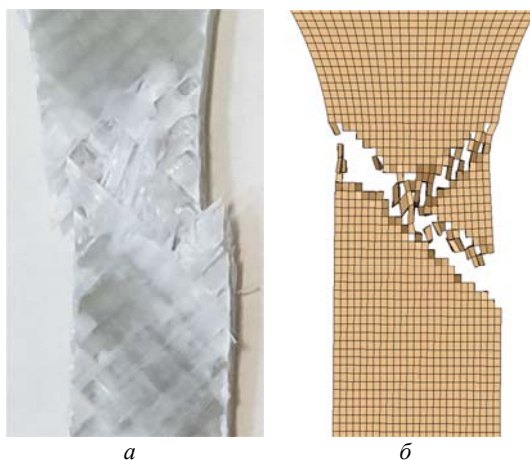


Рисунок 1 – Разрушение образца стеклопластика из ткани TP-0,56 с ориентацией волокон 45° :
a – эксперимент, *б* – расчет

Как видно из рисунка, в расчетной модели разрушение образца происходит под углом 45° к направлению прикладываемой растягивающей нагрузки, что говорит о качественном соответствии процесса деформирования и разрушения, корректном выборе и задании

свойств модели материала в программном комплексе ANSYS LS-DYNA. При этом погрешность расчета по пределу прочности стеклопластика составила для образца с углом ориентации волокон 0° – 1,8%, с углом 45° – 3,0%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанные методические подходы определения параметров моделей деформирования волокнистых стеклопластиков позволят проводить расчетные исследования более сложных деталей машиностроительных конструкций, таких как кузовов автомобилей, панелей обшивки автобусов, бамперов, внутренней отделки и др. Также принятые подходы позволят выполнять валидацию расчетных моделей с учетом испытаний образцов стеклопластиков и давать рекомендации по расположению волокон в композите с целью снижения массы или обеспечения требуемой прочности и жесткости деталей и конструкций машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бондалетова, Л. И. Полимерные композиционные материалы (часть 1) : учеб. пособие / Л. И. Бондалетова, В. Г. Бондалетов ; под. авт. ред. – А. Г. Филимошкина. – Томск: Нац. исслед. Томск. политехн. ун-т, 2013. – 117 с.
2. Тулаева, Н. Н. Оценка прочности элементов конструкций из хаотически армированного стеклопластика : поясн. зап. к вып. квал. раб. / рук. С. Б. Сапожников. – Челябинск: Южн.-Ур. гос. ун-т, 2019. – 85 с. – 50403.2019.417. ПЗ ВКР.
3. Жихарев, М. В. Оценка прочности высоконагруженных пластин из композитных материалов при локальном ударном воздействии : дис. ... канд. тех. наук : 01.02.04 / Жихарев Михаил Владимирович. – Челябинск, 2019. – 125 с. – Библиогр.: с. 105–125.
4. ГОСТ 11262–2017 Межгосударственный стандарт. Пластмассы. Методы испытания на растяжение. – Введ. 2018–10–01. М. : Стандартинформ, 2018. – 24 с.
5. Шмелев, А. В. Расчетно-экспериментальное определение параметров модели упрочнения материалов Купера-Саймондса для металлических балок / А. В. Шмелев, А. В. Омелюсик, В. И. Ивченко, С. В. Хитриков // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2021. – вып. 5.

6. Балданов, А. Б. Моделирование процессов деформирования и разрушения слоистых композиционных материалов при локальном ударе / А. Б. Балданов, Л. А. Бохоева, А. С. Бочектуева // Динамика механизмов и машин. – 2021. – Т. 9, № 6. – С. 2–7.

Представлено 16.05.2024

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 62-752.2

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С РАЗЛИЧНЫМИ
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ**

COMPUTER SIMULATION OF INTERNAL COMBUSTION
ENGINE VIBRATIONS WITH DIFFERENT CHARACTERISTICS
OF VIBRATION INSULATORS

**Кравченко Александр Л.¹, Гончарко А.А.¹, Кравченко
Алексей Л.¹, Колесникович А.Н.¹, Хитриков С.В.¹,
Насковец А.М.²**

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга
«БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь
Aliaksandr Krauchonak¹, A. Hancharka¹, Aliaksei Krauchonak¹,
A. Kalesnikovich¹, S. Khitrikov¹, A. Naskovets²

¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

²JSC “BELAZ” – the management company of the holding
“BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Belarus

Разработана динамическая модель системы поддрессирования двигателя внутреннего сгорания, валидированная по результатам натурных испытаний. Проведено исследование вибронгруженности двигателя с различными характеристиками виброизоляторов на установившихся скоростях вращения коленчатого вала. Приведены результаты расчета вертикальных виброускорений и среднеквадратичных вертикальных виброускорений для различных значений жесткости виброизоляторов и оборотов двигателя, соответствующих максимальному моменту двигателя и номинальной мощности.

The dynamic model of the system of compression of the internal combustion engine was developed, verified according to the results of full-scale tests. The article conducts a study of the engine vibration load with different characteristics of vibration insulators at fixed rotational speeds of crankshaft. The results of vertical vibration acceleration and root

mean square of vertical vibration acceleration for various stiffeners of vibration insulators and engine revolutions corresponding to the maximum engine torque and rated power are given.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, вибрация, ДВС, виртуальный стенд, виброизолятор, ADAMS.

Keywords: computer simulation, vibration, ICE, virtual stand, vibration insulator, ADAMS.

ВВЕДЕНИЕ

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является одним из источников вибрационной нагруженности несущих систем автомобиля и рабочего места водителя. Уровень вибрационных нагрузок определяет комфортабельность и долговечность несущих систем автомобиля. Виброизоляторы ДВС являются упругодемпфирующими элементами, позволяющими снизить передачу вибрационных нагрузок на несущие системы автомобиля и рабочее место водителя, следовательно, выбор параметров виброизоляторов является важной и актуальной задачей при проектировании новой конкурентоспособной техники.

В работах [1, 2] рассмотрены математические модели виброизоляторов и даны рекомендации по выбору их конструкций и материалов. В работе [3] рассмотрены вопросы моделирования ДВС с целью получения неуравновешенных сил и моментов на режимах частичных и полных нагрузок на всем диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала. Вращение коленчатого вала при этом моделировалось от действия газовых сил на поршни с учетом трения в цилиндропоршневой группе. Данные исследования проведены без учета виброизоляторов, с жестким креплением блока цилиндров двигателя в центре тяжести.

В работе [4] приведены исследования вибрации линейки дизельных двигателей Wärtsilä. Показаны точки измерений для двигателей и вспомогательного оборудования. Приведены допустимые уровни вибрации, обоснованные нормативными документами ISO 8528-9 [5], ISO 10816-6 [6].

В работе [7] рассматривается создание расчетной модели ДВС «виртуальный двигатель» на разных уровнях от индикаторной диаграммы до численной модели, учитывающей газодинамические процессы, тепловые нагрузки. На заключительном этапе «виртуаль-

ный двигатель» интегрируется в модель транспортного средства для анализа влияния его работы на различные системы (подвеску, рулевое управление, несущие системы). Концепция «виртуального двигателя» позволяет значительно уменьшить время и стоимость разработки двигателя.

Математическое компьютерное моделирование позволяет оценить параметры исследуемой системы с использованием виртуальной модели на этапе ее проектирования, без изготовления, что значительно сокращает время и материальные ресурсы. Виртуальные модели могут быть мультифизическими, например при моделировании систем ДВС зачастую необходимо совмещать моделирование механики, газодинамики, электротехники и систем управления. Такие задачи решаются в режиме совместного моделирования (cosimulation), где каждая подмодель двигателя, соответствующая определенному направлению физики, решается в соответствующей программе. Например, задачи динамики в программе ADAMS, прочности и гидрогазодинамики в программе ANSYS, систем управления в Matlab Simulink и т. д.

Целью настоящей работы является сравнительная оценка виброн нагруженности двигателя внутреннего сгорания с различными характеристиками виброизоляторов на основе компьютерного моделирования. В связи с этим решены следующие задачи:

- разработана динамическая модель ДВС, включающая все основные узлы, влияющие на виброн нагруженность;
- проведено моделирование работы ДВС на различных частотах вращения коленчатого вала и выбранных характеристиках виброизоляторов;
- проведена оценка вертикальных ускорений корпуса двигателя с применением виброизоляторов с различными параметрами жесткости.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Объектом исследования является дизельный двигатель ЯМЗ-845.10, 12-цилиндровый с V-образным расположением цилиндров устанавливаемый на карьерные самосвалы [8].

В табл. 1 приведены технические характеристики двигателя, являющиеся исходными данными для динамической модели.

Таблица 1 – Основные технические характеристики двигателя

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	537 (730)
Скорость вращения при номинальной мощности, об/мин	2100
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	2745 (280)
Скорость вращения при максимальном крутящем моменте, об/мин	1300-1500
Максимальная скорость вращения холостого хода, об/мин	2350
Масса маховика, кг	43
Масса двигателя, кг	2050
Главные моменты инерции двигателя, кгм ²	
I_{xx}	172,35
I_{yy}	458,53
I_{zz}	358,53

Двигатель установлен на 4 виброизолятора.
 Схема установки виброизоляторов ДВС (рис. 1).

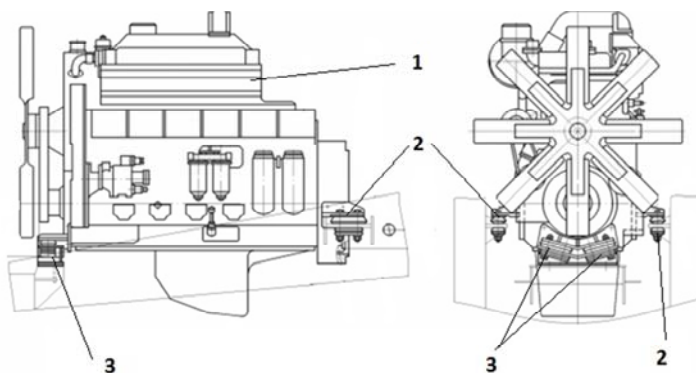


Рисунок 1 – Расположение виброизоляторов двигателя:
 1 – двигатель; 2 – задние виброизоляторы; 3 – передние виброизоляторы

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВС В ADAMS.

В программе компьютерного моделирования ADAMS разработана динамическая модель системы поддрессирования ДВС, которая включает описание характеристик следующих элементов: блока цилиндров исследуемого двигателя внутреннего сгорания, маховика, виброизоляторов, виртуального стенда. На рис. 2 представлен общий вид динамической модели в сборе.

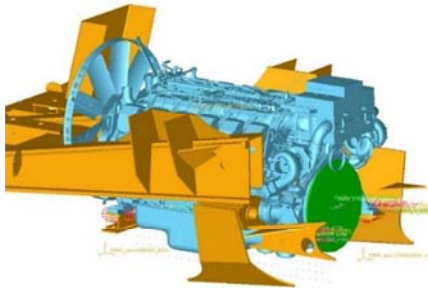
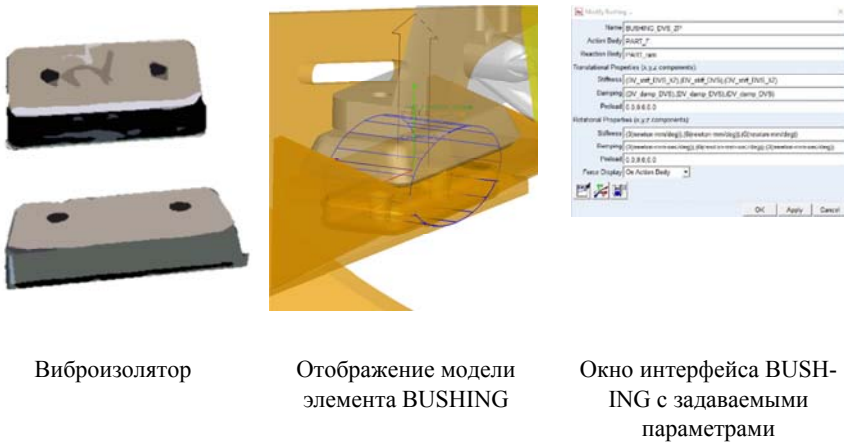


Рисунок 2 – Общий вид динамической модели

Виброизоляторы смоделированы математическим элементом BUSHING, с возможностью задания коэффициентов жесткости и демпфирования по всем шести степеням свободы (рис. 3).



Виброизолятор

Отображение модели
элемента BUSHING

Окно интерфейса BUSH-
ING с задаваемыми
параметрами

Рисунок 3 – Моделирование виброизолятора

Неуравновешенность установки и работы двигателя моделируется введением дисбаланса вращающихся частей двигателя [9].

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВС С РАЗЛИЧНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ.

Моделирование проводилось на режимах работы ДВС со скоростями вращения коленчатого вала 1500 об/мин и 2100 об/мин, в соответствии с табл. 1, соответствующими максимальному моменту

двигателя и номинальной мощности. При этом использовались различные характеристики вертикальной жесткости (1000 Н/мм, 3000 Н/мм, 5000 Н/мм) и демпфирования (100 Н·с/мм, 300 Н·с/мм, 500 Н·с/мм) виброизоляторов.

Валидация разработанной модели двигателя проводилась по данным натурных испытаний испытательного центра УГК «БЕ-ЛАЗ». Сопоставлялись расчетные и экспериментальные значения СК виброускорений при установившемся режиме работы ДВС при вышеуказанных оборотах коленчатого вала в точке расположения вибродатчика на корпусе блока цилиндров (рис. 4). Отличие расчетных и экспериментальных значений СК виброускорений не превысило 10 %

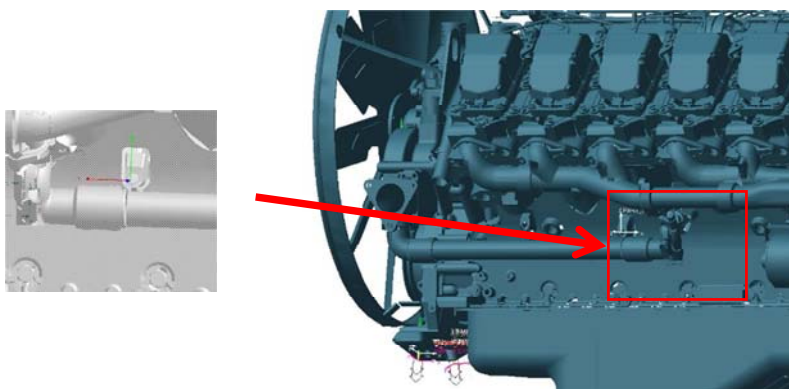


Рисунок 4 – Расположение вибродатчика на ДВС

Результаты моделирования в точке расположения измерителя на двигателе при исследуемых скоростях вращения коленчатого вала двигателя с вертикальной жесткостью 3000 Н/мм и демпфированием 100 Н·с/мм, представлены на рис. 5.

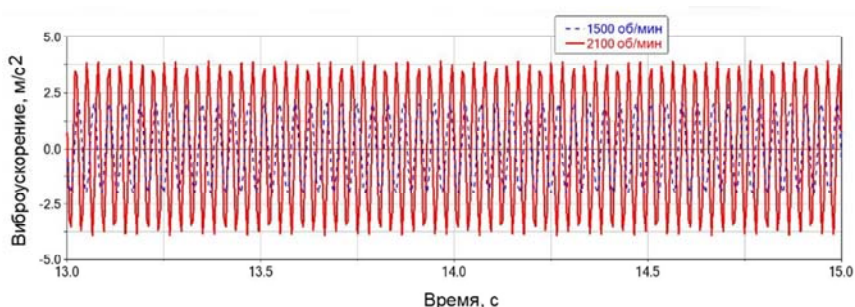


Рисунок 5 – Графики изменения вертикальных ускорений при различных скоростях вращения коленчатого вала в точке расположения измерителя на двигателе

По результатам моделирования рассчитаны значения среднеквадратичных (СК) вертикальных виброускорений для вариантов с различными жесткостями виброизоляторов при оборотах коленчатого вала 1500 и 2100 об/мин. Валидация динамической модели системы подрессоривания ДВС выполнена по результатам натуральных испытаний виброизоляторов с жесткостью 3000 Н/мм. На рис. 6 представлена диаграмма СК вертикальных виброускорений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы была разработана и валидирована по результатам натуральных испытаний динамическая модель системы подрессоривания двигателя внутреннего сгорания карьерного самосвала. Валидация модели проведена по результатам натуральных испытаний с виброизоляторами жесткостью 3000 Н/мм. Отличия значений СК виброускорений полученных при виртуальных испытаниях от натуральных не превышает 10%.

Проведено моделирование работы двигателя со скоростями вращения коленчатого вала 1500 об/мин и 2100 об/мин при номинальной мощности и максимальном крутящем моменте с различными характеристиками виброизоляторов. Анализ результатов моделирования показал, что с увеличением жесткости виброизоляторов в четыре раза (с 1000 Н/мм до 5000 Н/мм) значения СК виброускорений на корпусе ДВС в вертикальном направлении возрастают на 51 % при 1500 об/мин и на 43 % при 2100 об/мин.

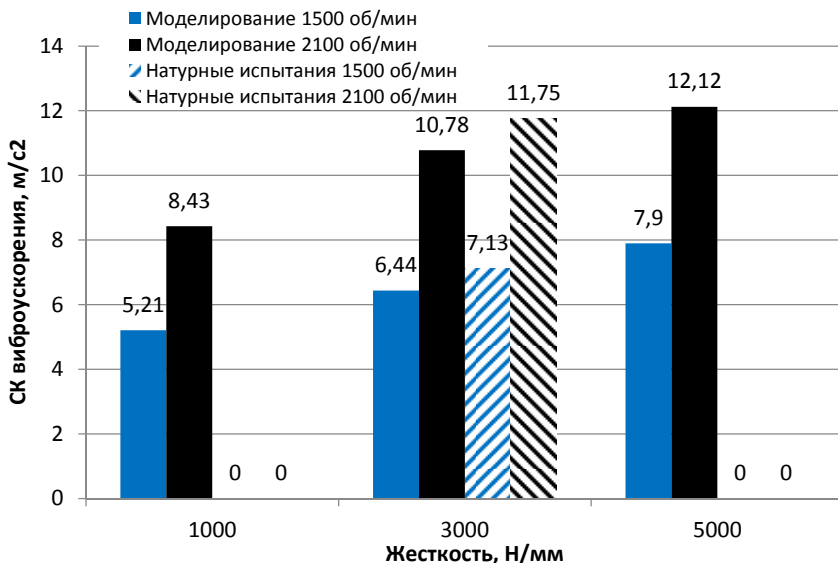


Рисунок 6 – Диаграмма СК вертикальных виброускорений на корпусе ДВС при различных значениях жесткости виброизоляторов

ЛИТЕРАТУРА

1. Гордеев, Б. А. Математические модели адаптивных виброизоляторов мобильных и стационарных объектов: монография / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. С. Плехов. – Н. Новгород : Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р. Е. Алексеева, 2017. – 124 с.
2. Гордеев, Б. А. Математические модели виброзащитных систем: монография / Б. А. Гордеев. – Н. Новгород : ННГАСУ, 2018. – 168 с.
3. Бутин, Д. А. Модель динамического воздействия поршневого двигателя внутреннего сгорания для расчетного анализа вибрации автомобиля / Д. А. Бутин, С. А. Сергиевский // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. – 2021. – №2. – С. 60–67.
4. Örn, J. Vibration guideline for large diesel engines / J. Örn. – Vaasa, 2014. – 42 с.
5. ISO 8528-9 Электроагрегаты генераторные переменного тока с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Часть 9. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния.

6. ISO 10816-6 Вибрация механическая. Оценка состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 6. Машины с возвратно-поступательным движением номинальной мощностью свыше 100 кВт.

7. Гвоздев, А. С. Моделирование конструкции, кинематических и динамических процессов «виртуального ДВС» / А. С. Гвоздев, В. С. Мелентьев // Авиационная и ракетно-космическая техника Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 5 (36). – С. 181–186.

8. Двигатель ЯМЗ-845.10. Дополнение к руководству 850.3902150 РЭ Двигатели ЯМЗ-850.10, ЯМЗ-8501.10.

9. Гвоздев, А. А. Динамическая сбалансированность коленчатого вала - залог долговечной работы двигателя / А. А. Гвоздев // Владимирский Земледелец. – 2015. – №3–4. – С. 43–46.

Представлено 16.05.2024

УДК 621.436.12

**ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ ПРИ ДВУХФАЗНОМ
ВПРЫСКЕ БУТАНОЛСОДЕРЖАЩЕГО ТОПЛИВА**

**DIESEL PERFORMANCE INDICATORS WITH TWO-PHASE
BUTANOL-CONTAINING FUEL INJECTION**

Кухарёнок Г. М., д-р техн. наук, проф.,
Петрученко А. Н., канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный
завод» г. Минск, Республика Беларусь

G. Kukcharonok, Doctor of technical Sciences, Prof.,
A. Petruchenko, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., Senior Researcher,
OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Mangement Company,
Minsk, Belarus

Дается анализ эффективности применения топлив, произведенных из возобновляемых источников в двигателях внутреннего сгорания. Исследования проведены с помощью математической модели рабочего процесса дизеля, реализованной в виде компьютерной программы. Получены регрессионные зависимости удельного индикаторного расхода топлива и «сырого» выброса оксидов азота от угла опережения впрыска топлива, длительности паузы между «пилотным» и основным впрыском топлива и концентрации бутанола в смеси с дизельным топливом, позволяющие определить показатели работы дизеля при двухфазном впрыске топлива. С позиций топливной экономичности и экологической безопасности, перспективно применение смеси дизельного топлива с бутанолом.

The paper analyses the efficiency of using fuels produced from renewable sources in internal combustion engines. The research is carried out with the help of a mathematical model of the diesel engine operating process implemented in the form of a computer programme. Regression dependences of specific indicator fuel consumption and «raw» nitrogen oxide emission on the fuel injection advance angle, duration of the pause between «pilot» and main fuel injection and

concentration of butanol in the mixture with diesel fuel have been obtained, allowing to determine the diesel performance indicators at two-phase fuel injection. From the standpoint of fuel efficiency and environmental safety, the use of a mixture of diesel fuel with butanol is promising.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, альтернативное топливо, бутанол, математическая модель дизеля, экологическая безопасность, топливная экономичность.*

Key words: *internal combustion engine, alternative fuel, butanol, mathematical model of a diesel engine, environmental safety, fuel efficiency.*

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на высокие достижения в разработке энергосберегающих технологий, развитие мировой экономики, не может происходить без увеличения энергопотребления. Производство энергии в возрастающих объемах происходит за счет роста потребления природных топливных ресурсов. Потребление энергии в нефтяном эквиваленте ежегодно увеличивается [1]. В тоже время количество разведанных и доступных добыче первичных ресурсов сокращается.

Для сокращения потребления первичных энергоресурсов в последние десятилетия активно развивается альтернативная энергетика, функционирование которой построено на использовании возобновляемых источников энергии.

Достаточно широко топлива, произведённые из биомассы, применяются в качестве добавок к бензину или дизельному топливу, в этом случае адаптация двигателя к смесевым топливам либо не производится, либо сводится к корректирующим регулировкам цикловой подачи, угла опережения зажигания или опережения впрыска топлива [2].

В последнее время пристальное внимание обращено к н-бутанолу, который рассматривают как добавку к минеральному дизельному топливу [3]. Из одноатомных спиртов он наиболее близок по своим физико-химическим свойствам к дизельному топливу.

Применение двухфазного впрыска топлива позволяет гибко управлять процессами смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, следовательно,

адаптировать двигатель для работы на смесях дизельного топлива и бутанола, обеспечивая требуемые показатели, пользуясь регулировочными параметрами топливоподачи и не прибегая к конструктивным изменениям. Электронные системы управления, реализующие многофазный впрыск топлив, значительно расширяют перечень регулирующих параметров.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования проводились с помощью математической модели рабочего процесса, основные положения которой изложены в работе [4]. Закон подачи топлива задавался согласно зависимостям, приведенных в работе [5]. Расчет оксидов азота осуществлялся с помощью уравнений, приведенных в работе [6].

В качестве объекта исследования принят рабочий процесс дизеля 4ЧН 11×12,5. Расчеты проводились для номинального режима работы дизеля при двухфазной подаче смесового топлива. Выбранный нагрузочный режим поддерживался постоянным за счет изменения количества топлива, подаваемого во второй фазе. Концентрация бутанола в опытном смесовом топливе составляла 5, 10, 15, 20 и 25 %.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На начальном этапе исследований были проведены работы по выбору величины «пилотной» порции топлива (g_p). Расчеты показывают, что при увеличении g_p «сырой» выброс оксидов азота снижается, а величина индикаторного КПД уменьшается для дизельного и смесовых топлив. Неоднозначное влияние величины g_p на «сырой» выброс оксидов азота и индикаторный КПД требует принятие компромиссного решения. Современные системы нейтрализации оксидов азота достаточно эффективны, поэтому в качестве приоритета целесообразно взять эффективность использования, подводимой в цикле теплоты, для этого величина «пилотной» порции топлива принята минимальной – 2 мм².

По результатам расчетов получены регрессионные зависимости для определения удельного индикаторного расхода топлива и «сырого» выброса оксидов азота от угла опережения «пилотного» впрыска топлива, длительности паузы между «пилотным» и основным впрыском, $г/(кВт·ч)$:

$$\begin{aligned}
g_i = & 175,6 - 5,094 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* - 0,45 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + 1,425 \cdot C_{\text{бут}}^* + 0,78 \cdot (\theta_{\text{впр.п}}^*)^2 + \\
& + 0,16 \cdot (\theta_{\text{ин.по}}^*)^2 - 1,26 \cdot (C_{\text{бут}}^*)^2 - 2,8 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + \\
& + 0,175 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* - 0,45 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* ; \\
g_i = & 1,05 - 0,47 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* + 0,227 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + 0,0125 \cdot C_{\text{бут}}^* + 0,005 \cdot (\theta_{\text{впр.п}}^*)^2 + \\
& + 0,175 \cdot (\theta_{\text{ин.по}}^*)^2 - 0,03 \cdot (C_{\text{бут}}^*)^2 - 0,1025 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* + \\
& + 0,1425 \cdot \theta_{\text{впр.п}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* - 0,235 \cdot \theta_{\text{ин.по}}^* \cdot C_{\text{бут}}^* ,
\end{aligned}$$

где $\theta_{\text{впр.п}}^*$, $\theta_{\text{ин.по}}^*$, $C_{\text{бут}}^*$ – приведенные значения изменяемых параметров в натуральном масштабе измерений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные регрессионные зависимости удельного индикаторного расхода топлива и «сырого» выброса оксидов азота от угла опережения впрыска топлива, длительности паузы между «пилотным» и основным впрысками и концентрации бутанола в смеси с дизельным топливом при величине пилотной порции 2 мм², позволяют сократить объем исследований по выбору концентрации бутанола в смеси и алгоритма управления рабочим процессом дизелей высокого экологического уровня.

Найдены значения параметров $\theta_{\text{впр.п}}$ и $\theta_{\text{ин.по}}$, обеспечивающие снижение удельного индикаторного расхода топлива и «сырого» выброса оксидов азота. При концентрации бутанола в смеси 15 % минимальный «сырой» выброс оксидов азота составляет 0,55 г/(кВт·ч) при этом величина среднего индикаторного расхода топлива не превышает 172 г/(кВт·ч), величины углов $\theta_{\text{впр.п}}$ и $\theta_{\text{ин.по}}$, обеспечивающие полученные экологические и топливно-экономические показатели, принимают соответственно значения 30 и 18,5 град ПКВ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнова, М. Д. Основы анализа глобальных тенденций в мировой энергетике / М. Д. Смирнова, В. Е. Захаров // Российский внешнеэкономический вестник. – 2016. – № 10. – С. 3–21.

2. Василевкин, Е. В. Конструктивные изменения в ДВС, необходимые при переходе на бензоэтанольные топлива / Е. В. Василевкин, В. Н. Егоров, К. С. Руновский // Известия Московского государственного технического университета (МАМИ). – 2013. – Т. 1 – № 1. – С. 10–14.

3. Experimental study on performance and emissions of a high speed diesel engine fuelled with n-butanol/diesel blends under premixed low temperature combustion / G. Valentino [et al.] . – Fuel, 2012. – № 92(1). – P. 295–307.

4. Кухаренок, Г. М. Пусковые качества дизелей с аккумуляторной системой топливоподачи / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук, А. Н. Петрученко. – Минск : БНТУ, 2012. – 173 с.

5. Кухаренок, Г. М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун. – Минск, 2013. – 248 с.

6. Петрученко, А. Н. Применение многофазного впрыска при работе на смесевом / А. Н. Петрученко, Д. Г. Гершань // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов : сборник научных трудов : по результатам ежегодной Международной научно-практической конференции / ред. колл.: Ф. А. Романюк [и др.]. – Минск : БНТУ, 2014. – С. 193–199.

Представлено 15.05.2024

УДК 621.43

**ВЛИЯНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ НА
СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ**

INFLUENCE OF ROTATING MASSES OF AUXILIARY
MECHANISMS AND ENGINE SYSTEMS ON THE NATURAL
FREQUENCIES OF TORSIONAL VIBRATIONS

Никишев А. А., нач. бюро,
Петрученко А. Н., канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
Предко А. В., ст. науч. сотр.,
ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный
завод» г. Минск, Республика Беларусь

A. Nikishev, Head Office,
A. Petruchenko, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., Senior Researcher,
A. Predko, Senior Researcher,
OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Mangement Company,
Minsk, Belarus

В работе рассмотрено влияние вращающихся масс газораспределительного механизма, системы смазывания, системы питания, механизма уравнивания сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс при определении собственных частот крутильных колебаний коленчатого вала 4-х цилиндрического дизельного двигателя 4ЧН11/12,5.

The work examines the influence of taking into account the rotating masses of the gas distribution mechanism, the lubrication system, the power system, the mechanism for balancing the second-order inertial forces of reciprocating moving masses when determining the natural frequencies of torsional vibrations of the crankshaft of a 4-cylinder diesel engine 4CHN11/12.5.

Ключевые слова: крутильные колебания, собственная частота, момент инерции, жесткость.

Keywords: torsional vibrations, natural frequency, moment of inertia, stiffness.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из первых этапов при расчете коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на крутильные колебания является определение собственных частот и относительных амплитуд колебаний, сосредоточенных на валу масс [1]. От точности математической модели зависит соответствие ее реальному двигателю.

Для построения расчетной математической модели крутильной системы необходимо выполнить приведение реальной колеблющейся системы двигателя к эквивалентной ей по кинетической и потенциальной энергии дискретной системе, представляющей собой невесомый стержень, обладающий упругими и демпфирующими свойствами, эквивалентными реальному коленчатому валу, на котором жестко закреплены диски, обладающие массовыми свойствами, эквивалентными реальным участкам коленчатого вала и подвижным деталям двигателя [2].

АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Математическая модель конкретного двигателя может представлять собой несколько вариантов дискретности, в частности, для двигателя 4ЧН11/12,5:

- детали кривошипно-шатунного механизма, шестерни коленчатого вала, шкив коленчатого вала и маховик (комплектация № 1, рис. 1, *a1, a2*);

- детали кривошипно-шатунного механизма, шестерни коленчатого вала, шестерня привода масляного насоса, вращающиеся детали масляного насоса, шкив коленчатого вала и маховик (комплектация № 2, рис. 1, *б1, б2*);

- детали кривошипно-шатунного механизма, шестерни коленчатого вала, шестерня привода масляного насоса, вращающиеся детали масляного насоса, шестерни привода газораспределительного механизма, распределительный вал, шестерня ТНВД, шкив коленчатого вала и маховик (комплектация № 3, рис. 1, *в1, в2*);

- детали кривошипно-шатунного механизма, шестерни коленчатого вала, шестерня привода масляного насоса, вращающиеся детали масляного насоса, шестерни привода газораспределительного механизма, распределительный вал, шестерня ТНВД, детали меха-

низма урівноваження сил інерції, шків коленчатого вала і маховик (комплектация № 4, рис. 1, *z1*, *z2*).

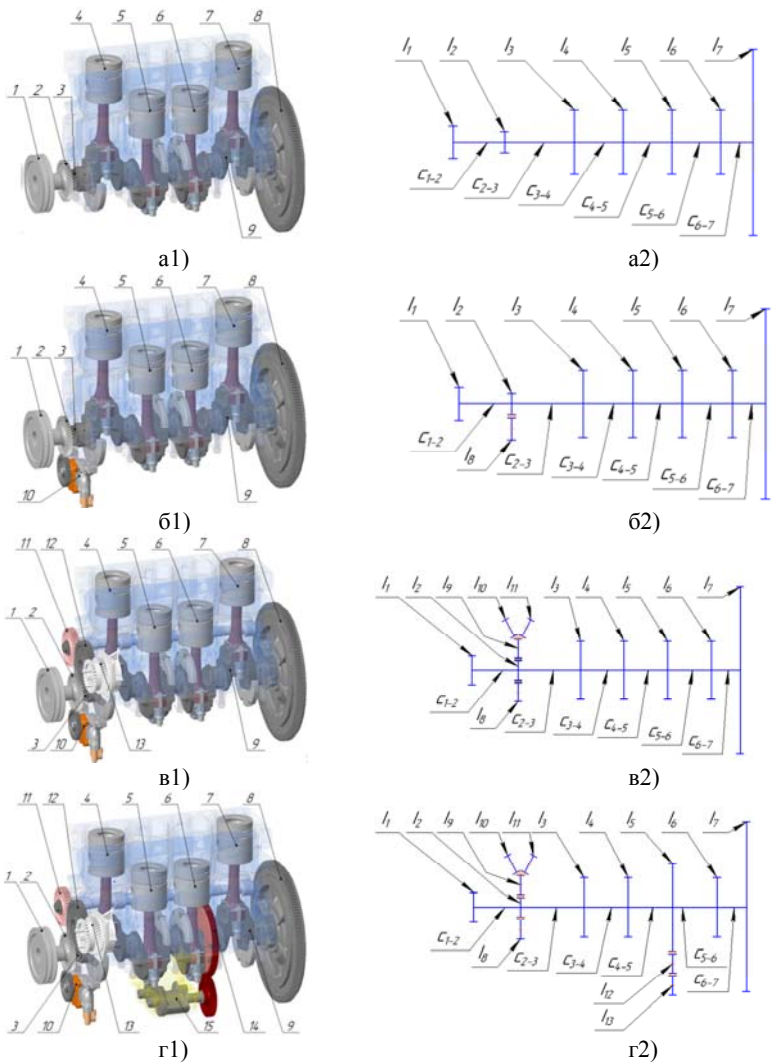


Рисунок 1 – Варианты дискретности модели крутильной системы двигателя:
a1–z1) реальные крутильные системы двигателя;
a2–z2) эквивалентные системы

ε_i – фазовый угол;

$\omega_{c,i}$ – частота собственных колебаний системы.

Ввиду сложности вычислений при определении собственных частот крутильных колебаний для многомассовых систем, решая дифференциальные уравнения (1) путем подстановки в него решений (2) и составления уравнения частот, на практике используют методы последовательных приближений. Одним из них является метод Толле, основанный на том, что при собственных колебаниях многомассовой системы сумма моментов сил упругости отдельных участков вала и моментов сил инерции, колеблющихся сосредоточенных масс системы равна нулю [5]:

$$\sum M_{уп} + \sum M_{ин} = 0. \quad (3)$$

Задаваясь частотой ω_c , принимая относительную амплитуду первой массы $a_1 = 1$ и подставляя соответствующие значения моментов инерции сосредоточенных масс и жесткостей участков, определяется значение суммы (3), которое при правильном подборе ω_c будет равно нулю.

Результаты определения частот первых трех форм собственных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя 4ЧН11/12,5 методом Толле для различных вариантов комплектации представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты определения частот собственных колебаний коленчатого вала двигателя 4ЧН11/12,5 для различных вариантов комплектации

Вариант дискретизации системы	Частота собственных колебаний		
	Одноузловая	Двухузловая	Трехузловая
Комплектация №1	1884,1	3286,1	5705,5
Комплектация №2	1869,4	3278,9	5692,4
Комплектация №3	1843,6	3266,3	5664,3
Комплектация №4	1779,6	3091,3	4833,3

Как видно из табл. 1, вращающиеся массы вспомогательных механизмов и систем оказывают влияние на частоты собственных крутильных колебаний коленчатого вала. Уменьшение их величин для более точных моделей крутильных систем объясняется увеличением моментов инерции сосредоточенных на приведенном

валу масс при сохранении крутильных жесткостей. Пренебрежение при расчетах такими массами может привести к погрешности в определении критических частот вращения коленчатого вала двигателя, при которых возможно совпадение частот собственных крутильных колебаний с одной из гармоник вынуждающего момента (резонансу). Работа двигателя на таких режимах может привести к поломке коленчатого вала и выходу из строя всего двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яманин, А. И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие / А. И. Яманин, А. В. Жаров. – М. : Машиностроение, 2003. – 464 с.
2. Маслов, Г. С. Расчеты колебаний валов / Справочное пособие // М. : Машиностроение, 1968 – 272 с.
3. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учеб. / К. Г. Попык. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
4. Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / В. К. Чистяков. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.
5. Железко, Б. Е. Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / Б. Е. Железко. – Минск : Выш. школа, 1980. – 304 с.

Представлено 01.06.2024

УДК 436.4.34

**ПРИМЕНЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОЙ ВОЗДУШНОЙ ЗАСЛОНКИ
ДЛЯ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ
ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ**

APPLICATION OF A CONTROLLED AIR DAMPER TO CHANGE
THE DEGREE OF EXHAUST GAS RECIRCULATION

Беть С. Г., аспирант,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Bets, Ph. D. Student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье представлено применение воздушной заслонки для изменения степени рециркуляции отработавших газов и ее влияние на экономические и экологические показатели двигателя.

The article presents the use of an air damper to change the degree of exhaust gas recirculation and its impact on the economic and environmental performance of the engine.

Ключевые слова: воздушная заслонка, рециркуляция отработавших газов, оксиды азота.

Keywords: air damper, exhaust gas recirculation, nitrogen oxides.

ВВЕДЕНИЕ

На современных автомобилях производители устанавливают специальные системы для выполнения экологических норм. Их главное назначение заключается в снижении уровня (концентрации) вредных веществ в ОГ двигателя до допустимых значений. Одной из таких систем является рециркуляция отработавших газов (РОГ). Добавление охлажденных отработавших газов к свежему воздушному заряду снижает концентрацию кислорода и повышает теплоемкость рабочего тела в камере сгорания, замедляет процесс сгорания, уменьшает максимальную температуру процесса сгорания, что способствует снижению образования оксидов азота в отработавших газах.

ИЗМЕНЕНИЕ СТЕПЕНИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

Для изменения степени рециркуляции отработавших газов, в зависимости от режима работы двигателя, применяется воздушная заслонка (рис. 1). Заслонка оснащена сервомотором, управляемым блоком управления двигателя. Интегрированный датчик служит для контроля текущего положения заслонки.

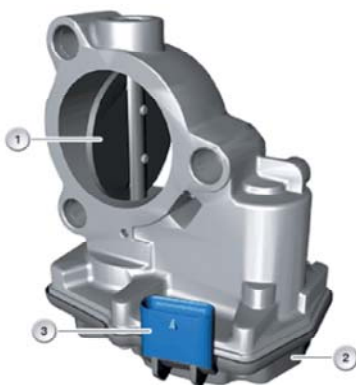


Рисунок 1 – Управляемая воздушная заслонка:

1 – заслонка; 2 – сервопривод с датчиком положения; 3 – штекерное соединение.

Испытания РОГ с воздушной заслонкой проводились на двигателе Д245.9Е4 по циклу ESC согласно требованиям ЕЭК ООН № 49 [1]. Результаты испытаний на 8-ой и 10-ой точках цикла (100 % нагрузки при $n = 1800$ и 2150 мин^{-1} соответственно) приведены в табл. 1. Величина удельного эффективного расхода топлива на 10-й точке цикла ($g_e(10)$) является максимальной по внешней скоростной характеристике (ВСХ).

Таблица 1 – Результаты испытаний

Вариант испытаний	NO _x	PT	CO	g _e (8)	g _e (10)
	г/кВт□ч				
без EGR	5,91	0,046	0,56	224,7	240,6
с EGR, без заслонки	3,28	0,097	0,69	223,1	237,4
с EGR, с заслонкой (без коррекции)	3,09	0,115	0,82	223,1	237,4
с EGR, с заслонкой (с коррекцией)	3,31	0,111	0,81	220,7	224,7

Наличие управляемой воздушной заслонки позволяет оказывать дополнительное воздействие на степень рециркуляции отработавших газов при уже полностью открытом перепускном клапане РОГ. Например, на частичных нагрузках, где коэффициент избытка воздуха имеет высокое значение, прикрытие воздушной заслонки позволяет увеличить степень рециркуляции и добиться снижения NO_x без существенного роста дымности отработавших газов и твердых частиц. В результате этого появляется возможность в точке 100 % нагрузки корректировки топливоподачи, приводящей к заметному улучшению топливной экономичности по ВСХ (рис. 2), при этом выбросы NO_x хотя и растут, но остаются в пределах нормы.

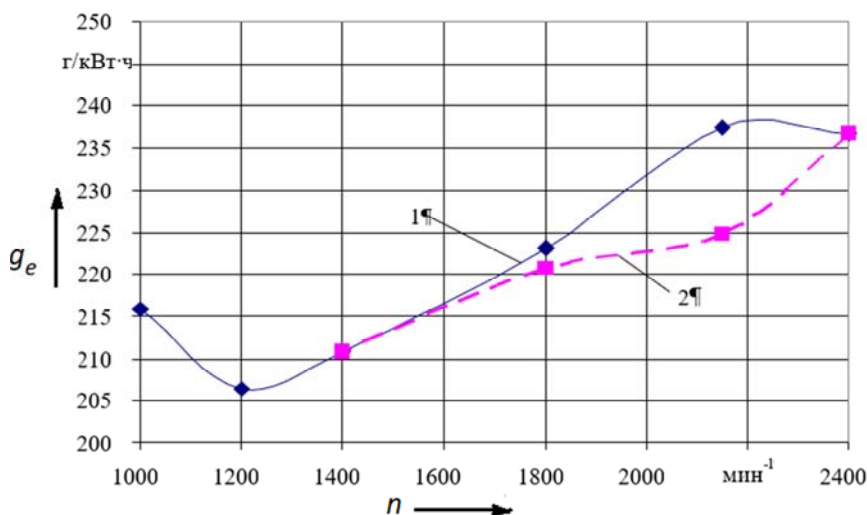


Рисунок 2 – Расход топлива по ВСХ:

1 – без воздушной заслонки; 2 – с управляемой воздушной заслонкой

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение дополнительной воздушной заслонки позволяет повысить степень рециркуляции отработавших газов, при этом удастся добиться снижения удельного расхода топлива по ВСХ и выполнения требований экологических норм по выбросам загрязняющих газообразных и взвешенных частиц.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила ЕЭК ООН № 49. Единообразные предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и взвешенных частиц из двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для использования на транспортных средствах, а также выбросов загрязняющих газообразных веществ из двигателей с принудительным зажиганием, работающих на природном газе или сжиженном нефтяном газе и предназначенных для использования на транспортных средствах.

УДК 62.632

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОЙ ТПА С ПОДОГРЕВОМ

PERFORMANCE INDICATORS OF A DIESEL TPA WITH HEATING

Плотников С. А., д-р техн. наук, проф.,
Мотовилова М. В., канд. техн. наук, доц., **Зыков Е. Г.**, аспирант,
Вятский государственный университет, г. Киров, Россия

S. Plotnikov, Doctor of technical Sciences, Prof.,
M. Motovilova, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
E. Zykov, Ph. D. student,
Vyatka State University, Kirov, Russia

В настоящее время становится актуальным надежный запуск и устойчивая работа дизельного двигателя (далее – дизеля) в экстремальных условиях – на территориях крайнего Севера и при жестком ограничении времени. В связи с этим возникает проблема обеспечения самовоспламеняемости холодной топливовоздушной смеси. Авторами статьи проводится обзор вариантов решения названной проблемы, формулируется новый способ, позволяющий достичь поставленной цели. Предлагается новый способ интенсив-

ного подогрева дизельного топлива (ДТ) в топливопроводах высокого давления на входе в форсунку с использованием индукционного нагрева или нагрева электрофеном ЗТФ-2000ДК. Данные экспериментальных исследований топливного насоса высокого давления ЯЗДА-773-40.28 на стенде КИ-22210-02М-15 позволяют утверждать, что подогрев ДТ на входе в форсунку не изменяет характеристик работы ТНВД. Наблюдается незначительное снижение величины цикловой подачи топлива. Показатели надежности и долговечности топливной аппаратуры дизеля остаются на уровне, присущем серийному агрегату.

At present, reliable start-up and stable operation of a diesel engine (hereinafter referred to as diesel) in extreme conditions – in the territories of the far North and under strict time restrictions - is becoming relevant. In this regard, there is a problem of ensuring the self-flammability of the cold fuel-air mixture. The authors of the article review the options for solving this problem, formulate a new way to achieve this goal. A new method of intensive heating of diesel fuel (DF) in high-pressure fuel lines at the inlet to the nozzle using induction heating or heating with an electric heater ЗТФ-2000ДК is proposed. Data from experimental studies of a high-pressure fuel pump YAZDA-773-40.28 on the stand KI-22210-02М-15 allow us to assert that heating of diesel fuel at the inlet to the nozzle does not change the characteristics of the fuel injection pump. There is a slight decrease in the value of the cyclic fuel supply. The reliability and durability indicators of diesel fuel equipment remain at the level inherent in the serial unit.

Ключевые слова: дизель, дизельное топливо, подогрев, скоростная характеристика, цикловая подача, надежность.

Keywords: diesel, diesel fuel, heating, speed characteristics, cyclic supply, reliability.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время становится актуальным надежный запуск и устойчивая работа дизельного двигателя (далее – дизеля) в экстремальных условиях – на территориях крайнего Севера и при жестком ограничении времени. Известно множество способов улучшения характеристик самовоспламеняемости дизельного топлива (ДТ), которые, в свою очередь, делятся на химические и физические.

Химические – применение присадок, способствующих интенсификации процесса сгорания. Присадки делятся на несколько групп, характеризующихся, как промоторы.

Физические – использование различных видов воздействия на ДТ (гидродинамического, магнитного, термического и т. д.).

Ранее [1] авторами был опробован и предложен способ подогрева ДТ методом индукционного нагрева. Подогрев топлива производился при помощи индуцирующего провода, который в несколько витков охватывал участки топливопровода линии высокого давления непосредственно перед форсунками. Способ показал хорошую эффективность [2, 3, 4], однако потреблял много электроэнергии.

В данных исследованиях применялся способ подогрева участков топливопроводов высокого давления посредством горячих газов, в частности, подогреваемого воздуха.

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОЙ ТПА С ПОДОГРЕВОМ

В реальных условиях работы дизеля подогрев ДТ может осуществляться и регулироваться частью отработавших газов (ОГ), воздействующих на выбранные участки топливопроводов.

При ограниченном времени запуска целесообразно осуществить нагрев тепловентилятором с последующим переключением потока поступающих газов от выпускного тракта (рис. 1).

В Вятском государственном университете были проведены экспериментальные исследования работоспособности топливной аппаратуры (ТПА) дизеля с подогревом топлива. Использовался топливный насос высокого давления (ТНВД) ЯЗДА-773-40.28 в комплекте с форсунками закрытого типа с пятидырчатым распылителем 171.1112010-02 (ЗАО «АЗПИ»), установленный на стенде КИ-22210-02М-15. Подогрев топлива осуществлялся электрофеном ЗТФ-2000ДК (рис. 1).

Перед началом испытаний проверялась исправность самого насоса и форсунок (отсутствие заеданий и стуков при вращении кулачкового вала; плавность перемещения рейки; отсутствие течей топлива и правильность их регулировок, включая проверку [5]:

- давления подъема иглы форсунок и качество распыливания;
- давления топлива в головке насоса, равного 0,07–0,12 МПа;

- угла начала нагнетания топлива первой насосной секцией и корректировку угла начала впрыскивания по секциям относительно первой секции;
- работы регулятора.



Рисунок 1 – Способ подогрева топливопроводов высокого давления

В ходе испытаний снималась внешняя скоростная характеристика топливного насоса с включенным регулятором во всем интервале работы. Фиксировалась производительность каждой секции ТНВД, рассчитывались средняя цикловая подача и неравномерность подачи секциями. Замерялись отклонения начала впрыскивания и длительность впрыскивания по секциям насоса. Качество распыливания топлива форсунками оценивалось визуально. При проведении испытаний не допускались [5]:

- местные нагревы до температуры выше $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ненормальные шумы;
- заедание или единичные прихваты плунжера при любых его угловых положениях;
- заземление рейки насоса.

Данные исследований позволяют утверждать, что подогрев ДТ на входе в форсунку не изменяет характеристик работы ТНВД.

На рис. 2 показана внешняя скоростная характеристика насоса ЯЗДА-773-40.28.

Анализ данных показывает, что подогрев топлива вызывает незначительное уменьшение цикловой подачи. Так, если значение цик-

ловой подачи топлива насосом при номинальной частоте вращения его кулачкового вала $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ составляет $q_{ц} = 0,109 \text{ мл/цикл}$, то подогрев топлива до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ влечет снижение цикловой подачи до $q_{ц} = 0,107 \text{ мл/цикл}$. Подогрев же топлива до $150 \text{ }^\circ\text{C}$ влечет дальнейшее снижение цикловой подачи до $q_{ц} = 0,104 \text{ мл/цикл}$ (рис. 2). Это может быть объяснено изменением объема топлива вследствие подогрева. Примем во внимание, что цикловая подача секции постоянна. Однако возле форсунки она имеет высокую температуру. После впрыскивания это топливо попадает в мерный цилиндр, где, остывая, занимает меньший объем.

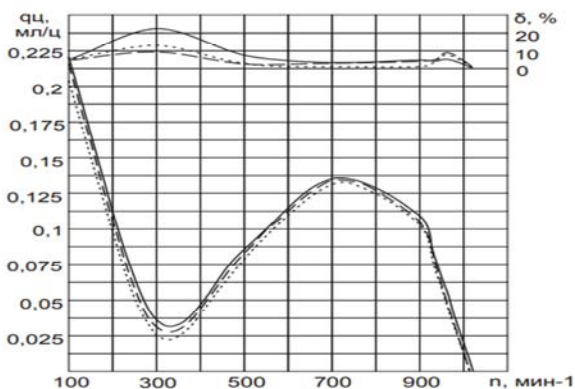


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика ТНВД:
 —○— — ДТ без подогрева; - - - - - ○ - ДТ при $100 \text{ }^\circ\text{C}$; - · - · - · - ○ - ДТ при $150 \text{ }^\circ\text{C}$

Соответственно изменению подачи имеет место некоторое увеличение ее неравномерности с $1,1 \%$ до $4,0 \%$ (рис. 2).

Кроме того, было установлено, что подогрев топлива не вызывает отказов в работе топливной аппаратуры дизеля, не снижает показатели ее надежности и долговечности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Подогрев ДТ может осуществляться различными способами.
2. Подогрев ДТ не изменяет показатели работы ТПА дизеля.
3. Подогрев ДТ не снижает показателей надежности и долговечности ТПА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Система питания дизельного двигателя с индукционным подогревом: – пат. RU № 2688129 / С. А. Плотников, Ш. В. Бузиков, М. В. Мотовилова, П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич. – Опубл. 17.05.2019.

2. Плотников, С. А. Исследование эффективных показателей тракторного дизеля при работе на активированном топливе / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, М. В. Мотовилова // Труды НГТУ им. Р. Е.Алексеева: Нижний Новгород, 2019. – № 4 (127). – С. 179–186.

3. Плотников, С. А. Оценка показателей процесса сгорания и тепловыделения в дизеле с предварительным подогревом топлива / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, М. В. Мотовилова // Инженерные технологии и системы, 2021. – Т. 31. – № 3. – С. 349–363.

4. Плотников, С. А. Исследование процесса сгорания активированного топлива в автотракторном дизеле / С. А. Плотников, М. В. Мотовилова, А. Н. Карташевич // Тракторы и сельхозмашины, 2022. – № 1. – С. 31–42.

5. Белявцев А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / А. В. Белявцев, А. С. Процеров. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 224 с.

Представлено 13.05.2024

**РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЯ
ДЛЯ РАБОТЫ НА БМТС**

**DEVELOPMENT OF A DIESEL POWER SUPPLY SYSTEM
FOR OPERATION ON A BMFM**

Плотников С. А.¹, д-р техн. наук, проф.,
Кутергин Н. Ю.¹, аспирант, **Втюрина М. Н.**², канд. хим. наук, доц.,

¹Вятский государственный университет, г. Киров, Россия

²Вятский агротехнологический университет, г. Киров, Россия

S. Plotnikov¹, Doctor of technical Sciences, Prof.,

N. Kutergin¹, Ph. D. Student,

M. Vtyrina², Ph. D. in Chemistry, Ass. Prof.,

¹Vyatka State University, Kirov, Russia

²Vyatka Agrotechnological University, Kirov, Russia

Для обеспечения работы ДВС на различных видах и сочетаниях моторных топлив необходимо выполнение нескольких требований. Во-первых, моторные свойства альтернативного топлива (АТ) не должны сильно отличаться от свойств дизельного топлива (ДТ). Во-вторых, следует обеспечить его надежное воспламенение и сгорание. Авторами данной статьи проводится обзор способов достижения цели, предлагается новый состав биоминеральной топливной смеси (БМТС), новая конструкция системы питания. Данные экспериментальных исследований дизеля 4СН 11,0/12,5 и полевых испытаний колесного трактора Беларус-922 позволяют рекомендовать их использование в случаях любых видов и сочетаний АТ.

To ensure the operation of the internal combustion engine on various types and combinations of motor fuels, several requirements must be met. Firstly, the motor properties of alternative fuels (AF) should not differ much from the properties of diesel fuel (DF). Secondly, it should be ensured that it is reliably ignited and burned. The authors of this article review the ways to achieve the goal, propose a new composition of the biomineral fuel mixture (BMFM), a new design of the power supply system. Data from experimental studies of the 4CHN 11,0/12,5 diesel

engine and field tests of the Belarus-922 wheeled tractor allow us to recommend their use in cases of any types and combinations of AF.

Ключевые слова: *дизельное топливо, многотопливный ДВС, растительное масло, система питания, смеситель, топливоподающая аппаратура.*

Keywords: *diesel fuel, multi-fuel internal combustion engine, vegetable oil, power supply system, mixer, fuel supply equipment.*

ВВЕДЕНИЕ

Текущий момент развития двигателестроения характеризуется повышенным вниманием к многотопливным двигателям (МД), созданным на базе серийного дизельного двигателя (далее – дизеля). Применение МД в наземном транспорте значительно расширяет их топливную базу [1].

Впервые МД начали производиться в Германии еще в 30–40-х годах прошлого века, чаще всего, на базе карбюраторных ДВС. Сложность конструкции и недостаточный уровень технологии не позволил достичь широкой реализации идеи.

Уровень современного двигателестроения позволяет разработку любых систем. Тем не менее, моторостроительные заводы не спешат к выпуску модификаций ДВС для работы на АТ.

Для расширения использования новых топлив и топливных смесей перспективна разработка новых систем питания, целесообразна адаптация моторных свойств новых топлив к свойствам ДТ.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ НА БМТС

Применение минеральных, синтетических и биологических топлив возможно при адаптации их моторных свойств, выходящих за рамки действующих стандартов, к свойствам ДТ [2]. Это могут быть топлива утяжеленного состава, малостабильные топлива, топлива с недостаточными низкотемпературными свойствами, а также многокомпонентные, малоцетановые, малокалорийные и другие.

Известно, что температура вспышки паров дизельного топлива определяет показатели его самовоспламеняемости, то есть, показатели пожаробезопасности топлива, что, определяет показатели надежной работы самого дизеля и надежного функционирования топливной инфраструктуры.

В Вятском государственном университете была разработана биоминеральная топливная смесь [3], включающая:

- дизельное топливо (до 100 %);
- биоэтанол (10,0–25 %);
- сурепное масло (10,0–25 %).

Для обеспечения необходимой стабильности смеси, а также повышения пожаробезопасности, использовалась присадка МАКСОИЛ ВЗ-02 на основе полиметакрилата (2,0–3,0 %). Свойства топливной смеси приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Свойства биоминеральной топливной смеси

Содержание этанола и сурепного масла в топливной смеси, %	Температура вспышки без присадки	Температура вспышки с присадкой МАКСОИЛ ВЗ-02	
		2,0 % присадки	3,0 % присадки
100 % дизельного топлива	+ 52–54 °С	-	-
10 % этанола + 10 % сурепного масла + 80% дизельного топлива	+ 64 °С	+ 72 °С	+ 78 °С
25 % этанола + 25 % сурепного масла + 50 % дизельного топлива	+ 72 °С	+ 82 °С	+ 90 °С

Для проведения испытаний трактора Беларус-922 при работе на БМТС была разработана система питания с дополнительным топливном баком и смесителем в виде насоса, приводимого электродвигателем. Объемная подача насоса составляла не менее 100 л/ч, температуры топлива регулировалась в пределах 20–40 °С (рис. 1).

Непрерывное перемешивание БМТС в дополнительном топливном баке при заданных режимах смешения позволяло получать частицы эмульсии размером не более 50 мкм, что характеризует ее, как микроэмульсию, однородность состава которой соизмерима с однородностью однокомпонентного топлива. Посредством непрерывного перемешивания топлива поддерживалось необходимое время ее физической стабильности. Регулирование температуры топлива в пределах 20–40 °С позволяло сохранять ее вязкостно-температурные свойства в рамках действующего стандарта при изменении температуры окружающего воздуха [4].

Данные проведенных стендовых и эксплуатационных испытаний [5, 6] позволяют утверждать, что работа дизеля на БМТС с добавками до 25 % этанола и сурепного масла не ухудшает его эффективных показателей.



Рисунок 1 – Система питания с дополнительным топливным баком

Экспериментально установлено, что работа дизеля на многокомпонентном топливе позволяет снизить часовой расход самого ДТ с 15,75 кг/ч до 9,10 кг/ч, соответственно (на 42,2 %).

Кроме того, работа дизеля на многокомпонентном топливе позволяет снизить выбросы сажи в ОГ на 4,7–6,1 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Для расширения многотопливности дизелей целесообразны разработка и создание новых конструкций систем питания. Необходимо адаптация моторных свойств АТ к свойствам ДТ.

2. Применение предложенной системы питания позволяет работу дизеля на различных видах и сочетаниях АТ, не приводит к удорожанию использования дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Расширение многотопливности автотракторного дизеля при использовании альтернативных топлив / С. А. Плотников [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ», 2019. – № 3(41). – С. 66–72.
2. Оптимизация состава смесового биотоплива для дизельного двигателя / В. А. Марков [и др.] // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо, 2021. – Т. 20. – № 1. – С. 25–38.
3. Биоминеральная топливная смесь: заявка RU № 2023135571 (W23077783) от 27.12.2023. / С. А. Плотников, Г. Э. Заболотских, Н. Ю. Кутергин, А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин.
4. Способ получения многокомпонентной биотопливной композиции : пат. RU № 2743350 / С. А. Плотников, А. И. Шипин, А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Оpubл. 17.02.2021.
5. Плотников, С. А. Влияние нагрузки на показатели дизеля при работе на многокомпонентном биотопливе / С. А. Плотников, М. В. Смольников, А. И. Шипин // Вестник транспорта Поволжья, 2021. – № 5(89). – С. 62–68.
6. Исследование показателей работы дизеля по скоростной характеристике на многокомпонентном биотопливе / С. А. Плотников [и др.] // Транспорт на альтернативном топливе, 2022. – № 3(87). – С. 70–75.

Представлено 13.05.2024

**ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗУЮЩИХ СВОЙСТВ
БИОМИНЕРАЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ СМЕСЕЙ**

INVESTIGATION OF THE MIXING PROPERTIES
OF BIOMINERAL FUEL MIXTURES

Заболотских Г. Э.¹, асп., **Плотников С. А.¹**, д-р техн. наук, проф.,
Черепанова А. Д.², кан. хим. наук, научн. сотр.,
¹Вятский государственный университет, г. Киров, Россия
²ФАУ 25 ГосНИИ химмотологии МО РФ, г. Москва, Россия

G. Zabolotskikh¹, Ph. D. Student,
S. Plotnikov¹, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
A. Cherepanova², Ph. D. in Chemistry, Researcher,
¹Vyatka State University, Kirov, Russia,
²FAA 25 of the State Research Institute of Chemical Pathology
of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Moskau, Russia

В статье рассматривается процесс фракционной разгонки БМТС-10 и летнего дизельного топлива ДТЛ-УЛЬТРА (ДТ-Л-К5) с целью исследования среднего содержания фракционного состава БМТС к товарному летнему ДТ, поскольку этот показатель имеет особое значение для работы дизельного двигателя. Увеличение содержания легких фракций в БМТС (Э) снижает самовоспламеняемость топлив; это ведет к увеличению периода задержки воспламенения, способствует повышению критического давления воспламенения рабочей смеси, вызывает жесткую работу дизеля. Тяжелые фракции (СМ) будут иметь неполное сгорание, а значит увеличивать отложения нагара в камере сгорания.

Результаты фракционной разгонки ДТ позволяют констатировать, что средняя температура кипения БМТС-10 приближается к ДТ. Это свидетельствует о взаимном компенсировании легкой фракции (Э) тяжелой (СМ). Данное обстоятельство позволяет сохранить период задержки воспламенения в прежних значениях, а, следовательно, избежать жесткости и образования повышенного количества нагара на стенках цилиндропоршневой группы в процессе работы дизеля на БМТС.

The article discusses the process of fractional dispersal of BMFM-10 and summer diesel fuel DTL-ULTRA (DT-L-K5) in order to study the average content of the fractional composition of BMFM to commercial summer diesel fuel, since this indicator is of particular importance for the operation of a diesel engine. An increase in the content of light fractions in BMFM (ethanol) reduces the auto-flammability of fuels; this leads to an increase in the ignition delay period, increases the critical ignition pressure of the working mixture, and causes the diesel engine to work hard. Heavy fractions (winter cress oil) will have incomplete combustion, which means that carbon deposits in the combustion chamber will increase.

The results of fractional distillation of diesel fuel allow us to state that the average boiling point of BMFM-10 is approaching diesel fuel. This indicates the mutual compensation of the light fraction (ethanol) of the heavy (winter cress oil). This circumstance allows you to keep the ignition delay period at the same values, and, consequently, to avoid stiffness and the formation of an increased amount of carbon on the walls of the cylinder piston group during the operation of the diesel engine at BMFM.

Ключевые слова: БМТС, сурепное масло, этанол, ДТ, фракционный состав, испаряемость, полнота сгорания.

Keywords: BMFM, winter cress oil, ethanol, diesel fuel, fractional composition, evaporation, completeness of combustion.

ВВЕДЕНИЕ

Полнота сгорания и качество топлива зависят, с одной стороны, от конструкции топливоподающей системы, с другой – от физико-химических свойств топлив. Основным из них является испаряемость, характеризующаяся фракционным составом и давлением насыщенных паров [1].

Работы ученых в области исследования свойств топлив для современных дизелей располагают большим количеством способов определения коэффициента полноты сгорания, среди которых можно выделить, например, анализ проб, отобранных из тракта двигателя, оптические методы, методы лазерной диагностики состава газа, методы измерения сил, приложенных к поверхностям двигателя, а также определение концентрации компонентов продуктов сгорания расчетным и газодинамическим способом (с помощью измере-

ния тепловых потоков и давлений в стенке камеры сгорания). Среди вышеуказанных методов определения полноты сгорания можно выделить еще один, а именно, метод фракционной разгонки топлив, позволяющий определить фракционный состав топлива, с помощью которого можно установить его испаряемость [2–5].

Объектами описываемого исследования являются показатели фракционной разгонки (температура, скорость и мощность) дизельного топлива ДТЛ-УЛЬТРА (ДТ-Л-К5) и БМТС-10 (содержащие в своем составе 80 % дизельного топлива (ДТ), 10 % сурепного масла (СМ) и 10 % этанола (Э)):

Выбор данных БМТС был сделан неслучайно, ведь они обладают близкими к ДТ физико-химическими свойствами (плотностью, кинематической вязкостью), кроме того, имеют наибольшее время стабильности [6].

Наряду с лабораторными исследованиями были проведены моторные испытания на предмет определения эффективных и экологических показателей работы дизеля, в ходе которых удалось установить, что их использование (при соответствующем изменении угла опережения впрыскивания топлива) позволяет сохранить эффективные показатели, при этом значительно снизить эмиссию вредных веществ (несгоревших углеводородов C_xH_y , оксидов азота NO_x , углерода С, углекислого газа).

Целью исследования является соответствие среднего содержания фракционного состава БМТС к товарному легнему ДТ, поскольку этот показатель имеет особое значение для работы дизельного двигателя. Увеличение содержания легких фракций в БМТС (Э) снижает самовоспламеняемость топлив; это ведет к увеличению периода задержки воспламенения, способствует повышению критического давления воспламенения рабочей смеси, вызывает жесткую работу дизеля. Тяжелые фракции (СМ) будут иметь неполное сгорание, а значит увеличивать отложения нагара в камере сгорания. Таким образом равное содержание биологических компонентов (Э и СМ) должно взаимно компенсировать недостатки одних достоинствами других.

ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗУЮЩИХ СВОЙСТВ БМТС

Исследования показателей фракционной разгонки БМТС и ДТ проводились, базируясь на результатах полученных данных автоматического анализатора фракционного состава нефтепродуктов «АФСА», предназначенного для определения зависимости температуры кипения анализируемой смеси от количества отогнанного продукта при атмосферном давлении, в соответствии с ГОСТ 2177-99 (СТБ ИСО 3405-2003, ISO 3405:2000) (рис. 1).



Рисунок 1 – Анализатор автоматический фракционного состава нефтепродуктов «АФСА»

Конструкция анализатора представляет из себя закрепленные на общем каркасе нагреватель, ванну с термостатируемой жидкостью, приемную камеру, блок управления, компрессор и насос системы термостатирования. В горловину колбы с анализируемой пробой устанавливается ТСП (термометр сопротивления платиновый). Ванна закрывается крышкой, на которой установлены: термодатчик, датчик уровня охлаждающей жидкости и клапан. Ко дну ванны прикреплен нагреватель. В приемной камере находятся механизм движения датчика уровня отгона, тер-

модатчик, датчик капель и радиатор охлаждения. Блок управления закреплен на каркасе анализатора.

Работа анализатора основана на методе, заключающемся в определении зависимости температуры кипения анализируемой пробы от количества отогнанного продукта при атмосферном давлении в соответствии с ГОСТ 2177-99 (СТБ ИСО 3405-2003, ISO 3405:2000). Исходные данные о режимах работы анализатора и результаты анализов заносятся в память компьютера. Соединение анализатора и компьютера происходит через последовательный порт COM (RS232). Колбу, с налитыми в нее 100 см³ исследуемой пробы, устанавливают на жаропрочную подставку нагревателя и соединяют с трубкой охлаждающей бани, используя центрирующее устройство. Термодатчик, с плотно прилегающим центрирующим устройством, устанавливают в горловину колбы. В ванне нужную температуру поддерживают подключением охлаждающего устройства (холодильника) и нагревательного устройства (ТЭНа). Анализ исследуемой жидкости происходит автоматически по программе, записанной в память компьютера.

Для достижения поставленной цели исследования были определены две пробы: дизельное топливо ДТЛ-УЛЬТРА (ДТ-Л-К5) и БМТС-10.

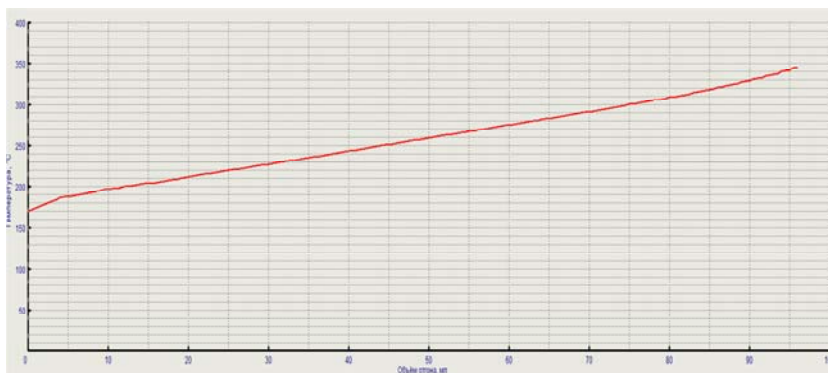


Рисунок 2 – Зависимость температуры кипения ДТ от количества отогнанного продукта (скриншот из программы)

На графике (рис. 2) видно, что начало кипения ДТ указанной марки начинается при $t_{к(\min)} = 170$ °C, а заканчивается при

$t_{к(max)} = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Зависимость имеет правильный линейный характер, что указывает на равномерность испарения и на незначительное изменение компонентного состава ДТ. Средняя температура кипения, таким образом составляет $t_{к(ср)} = 255 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

График (рис. 3) представляет собой процесс фракционной перегонки БМТС-10. В отличие от предыдущего (рис. 1) он лишен линейности. Компоненты испаряются неравномерно. Видно, что первым начинает испаряться Э ($t_k = 79 \text{ }^{\circ}\text{C}$), затем испаряется ДТ при $t_k = 200\text{--}340 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Качестве самой тяжелой фракции выступает СМ ($t_k = 345 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Таким образом средняя температура кипения биологических компонентов (Э и СМ) составляет $t_{ск} = 212 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а средняя температура кипения БМТС-10, в целом, $t_{ск(БМТС-10)} = 233,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что приближается к значениям ДТ.

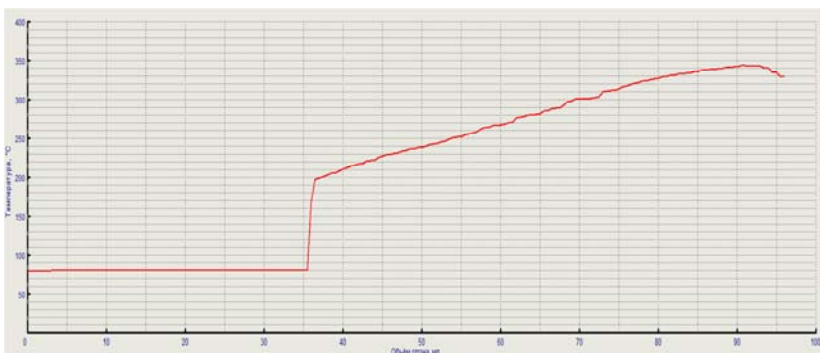


Рисунок 3 – Зависимость температуры кипения БМТС-10 от количества отогнанного продукта (скриншот из программы)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты фракционной разгонки ДТ позволяют констатировать, что средняя температура кипения БМТС-10 приближается к ДТ. Это свидетельствует о взаимном компенсировании легкой фракции (Э) тяжелой (СМ). Данное обстоятельство позволяет сохранить период задержки воспламенения в прежних значениях, а, следовательно, избежать жесткости и образования повышенного количества нагара на стенках цилиндропоршневой группы в процессе работы дизеля на БМТС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла / В. А. Марков [и др.] // Двигателестроение. – 2023. – № 1(291). – С. 70–90.

2. Бирюков, А. Л. Модернизация системы подачи топлива дизельного двигателя для работы на растительном масле с подачей воды / А. Л. Бирюков, Ф. А. Новокшанов, Т. Г. Булавина // Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производства: технология и надежность машин, приборов и оборудования : материалы XIV Международной научно-технической конференции, Вологда, 10 декабря 2019 года. – Вологда : Вологодский государственный университет, 2020. – С. 342–346.

3. Картошкин, А. П. Сравнительный анализ процесса смесеобразования в двигателе со стандартным процессом и интенсифицированным процессом воздухоподачи / А. П. Картошкин, С. К. Корабельников, А. Н. Чистяков // Известия Международной академии аграрного образования. – 2020. – № S49. – С. 26–32.

4. Карташевич, А. Н. Исследование свойств альтернативных топлив на основе рапсового масла / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, П. Н. Черемисинов // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии, 2017. – №3. – С. 144–147.

5. Плотников, С. А. Исследование составов и способов подачи новых топлив с добавками сурепного масла в дизель / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, Г. Э. Заболотских // Инженерные технологии и системы, 2023. – Т. 33. – № 1. – С. 100–113.

6. Исследование свойств новых топлив для автотракторной техники / С. А. Плотников [и др.] // Вестник Рязанского агротехнологического университета им. П. А. Костычева. – 2022. – Т. 14, № 1. – С. 117–125.

Представлено 13.05.2024

УДК 621.1-1/-9

**БЕЗМОТОРНЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ В ДВС**

**NON-MOTORIZED METHODS FOR EVALUATING
THE COMBUSTION PROCESS IN AN INTERNAL
COMBUSTION ENGINE**

Плотников С. А., д-р техн. наук, проф.,
Смольников М. В., канд. техн. наук, ст. преп.,
Гневашев П. В., аспирант,
Вятский государственный университет,
Киров, Российская Федерация

S. Plotnikov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
M. Smolnikov, Ph. D. in Eng., Senior Lecturer,
P. Gnevashev, Postgraduate student,
Vyatka State University, Kirov, Russian Federation

В настоящее время научное сообщество взяло направление на изучение и внедрение данных без эксперимента. Развитие науки и техники неразрывно связано с использованием симптоматики. Учёными кафедры «Технология машиностроения» Вятского государственного университета задано новое направление по идентификации параметров процесса сгорания в ДВС жидких альтернативных топлив на основе безмоторного экспресс-метода.

Получен промежуточный результат корреляции между максимальной скоростью нарастания давления при работе дизеля и диэлектрической проницаемостью состава топлива.

Currently, the scientific community has taken the direction of studying and implementing data without experiment. The development of science and technology is inextricably linked with the use of symptoms. Scientists of the Department of Mechanical Engineering Technology of Vyatka State University have set a new direction for identifying the parameters of the combustion process in the internal combustion engine of liquid alternative fuels based on the non-motorized express method.

An intermediate result of the correlation between the maximum rate of pressure increase during diesel operation and the dielectric constant of the fuel composition is obtained.

Ключевые слова: *альтернативное топливо, максимальная скорость нарастания давления, безмоторные методы, диэлектрическая проницаемость.*

Keywords: *alternative fuel, maximum pressure rise rate, non-motorized methods, dielectric constant.*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время научное сообщество взяло направление на изучение и внедрение данных без эксперимента [1]. Развитие науки и техники неразрывно связано с использованием симптоматики. Порой определить показатели протекания процессов бывает затруднительно в связи с их трудоёмкостью, поэтому некоторые параметры определяются опосредованно по другим свойствам. В настоящее время для определения эксплуатационных свойств дизельных двигателей используют моторные установки, где при сжигании топлива измеряются выходные параметры. Недостатками метода прямых измерений является то, что он трудоемок, требует сложного лабораторного оборудования, а также не имеет возможности оценить эксплуатационные свойства по месту эксплуатации.

Учеными кафедры «Технология машиностроения» Вятского государственного университета задано новое направление по идентификации параметров процесса сгорания в ДВС жидких альтернативных топлив (АТ) на основе безмоторного экспресс-метода [2–3].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Известно, что диэлектрическая проницаемость жидких веществ зависит от микроскопической структуры и свойств атомов и молекул вещества. В диэлектрике под воздействием электрического поля происходит поляризация атомов или молекул, что приводит к образованию внутреннего электрического поля. Макроскопические свойства диэлектриков определяются суммарным эффектом всех микроскопических процессов, происходящих на уровне атомов и молекул [4]. Концентрация примесей оказывает влияние на диэлектрическую проницаемость состава. Примеси изменяют структуру и свойства смеси, что приводит к изменению его диэлектрических

свойств и свойств поляризации. Спирты, например, характеризуются более высокой активностью при горении по сравнению с углеводородами. В диэлектрике, помещенном в электрическое поле, происходит процесс поляризации. Для вещества она определяется молекулярными параметрами: дипольным моментом молекулы, ее поляризуемостью и числом молекул в единице объема.

Максимальная скорость нарастания давления $(dp/d\phi)_{\max}$ зависит от соотношения С/Н в смеси, а именно, молекулярного состава. Это позволяет использовать для сравнения значения диэлектрической проницаемости ϵ с жесткостью процесса сгорания $(dp/d\phi)_{\max}$. Влияние свойств топлива на процесс сгорания в цилиндре дизеля следует рассматривать в связи с зависимостью характеристик топлива. Применение в дизеле топлив облегченного фракционного состава ведет к увеличению ПЗВ и скорости тепловыделения в фазе быстрого сгорания. При этом возрастают максимальное давление цикла и скорость его нарастания [5].

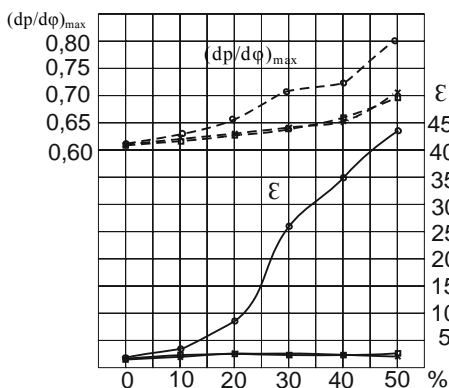


Рисунок 1 – Показатели жесткости процесса сгорания, определенные на основе значений диэлектрической проницаемости топлив: \circ — ϵ (этанол); \times — ϵ (PM); \square — ϵ (сурепное масло); \emptyset — $(dp/d\phi)_{\max}$ (этанол); \times — $(dp/d\phi)_{\max}$ (PM); \square — $(dp/d\phi)_{\max}$ (сурепное масло)

Проводя анализ полученных данных (рис. 1) видно, что имеет место корреляционная связь между диэлектрической проницаемостью ϵ и максимальной скоростью нарастания давления $(dp/d\phi)_{\max}$. Можно заметить, что данные теоретических изысканий удовлетво-

рительно согласуются с экспериментальными. На графике видно, что характер кривых $(dp/d\phi)_{\max}$ практически на всех составах АТ совпадает с характером изменения значений диэлектрической проницаемости ϵ .

На графиках точки с нулевым содержанием АТ характеризуют чистое ДТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проделанной работы были получены следующие результаты:

– получен промежуточный результат корреляции между максимальной скоростью нарастания давления при работе дизеля и диэлектрической проницаемостью состава топлива;

– предложены теоретические зависимости определения жесткости процесса сгорания в цилиндре автотракторного дизеля при работе с добавкой этанола, РМ и сурепного масла. Расчетно-экспериментальным путем установлено, что для АТ с добавкой 50 % этанола $(dp/d\phi)_{\max}$ равно 0,793 МПа/градус, для АТ с добавкой 50 % РМ $(dp/d\phi)_{\max}$ равно 0,667 МПа/градус, для АТ с добавкой 50 % сурепного масла $(dp/d\phi)_{\max}$ равно 0,664 МПа/градус.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смольников, М. В. Детальное изучение опыта применения безмоторного метода в исследованиях учеными Российской Федерации / М. В. Смольников, С. А. Плотников, Г. П. Шишкин // Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства : сб. науч. тр. ; редкол.: В. В. Гусаров (гл. ред.) [и др.]. – Горки : БГСХА, 2024. – Вып. 9. – С. 309–312.

2. Безмоторные методы оценки эксплуатационных свойств альтернативных топлив с добавкой этанола / С. А. Плотников [и др.] // Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе». – № 6 (90). – 2022 г.

3. Безмоторные методы оценки эксплуатационных свойств топлив для сельскохозяйственной техники / С. А. Плотников [и др.] // Вестник РГАТУ. – 2021. – № 2 (13). – С. 110–115.

4. Ахадов, Я. Ю. Диэлектрические свойства чистых жидкостей. М. : Издательство стандартов, 1972. – 431 с.

5. Саблина, З. А. Лабораторные методы оценки свойств моторных и реактивных топлив / З. А. Саблина, Г. Б. Широкова, Т. И. Ермакова. – М. : Химия, 1978. – 240.

Представлено 10.05.2024

УДК 656 (075)

**ИССЛЕДОВАНИЯ КАЧЕСТВА МОТОРНЫХ МАСЕЛ,
РАБОТАЮЩИХ В ЖАРКИХ КЛИМАТИЧЕСКИХ
УСЛОВИЯХ**

RESEARCH ON THE QUALITY OF MOTOR OILS OPERATING
IN HOT CLIMATIC CONDITIONS

Алимова З.¹, канд. техн. наук, проф.,
Каримова К.², д-р филос. по техн. наукам,

¹Ташкентский государственный транспортный университет,
г. Ташкент, Узбекистан

²Джизакский политехнический институт, г. Джизак, Узбекистан

Z. Alimova¹, Ph. D. in Eng., Prof.,
K. Karimova², Doctor of philosophy (PhD) technical sciences,

¹Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan

²Jizzakh polytechnic institute, Jizzakh, Uzbekistan

Целью данной работы является исследование эксплуатационных характеристик моторных масел, работающих в двигателях тяжелонагруженного транспортного оборудования, в жарких климатических условиях. Проведены лабораторные исследования эксплуатационных характеристик моторного масла SAE15W-40, API CI-4, применяемого в дизельных двигателях, работающих в тяжелонагруженном оборудовании. Учитывая все полученные

нами экспериментальные данные по изменению качественных показателей, мы рекомендуем дополнительно ввести в моторное масло присадки, которое состоит из фосфора 4,5 %, серы 14 %, молибдена 10,6 %.

The purpose of this work is to study the performance characteristics of motor oils operating in engines of heavily loaded transport equipment in hot climatic conditions. Laboratory studies of the performance characteristics of the SAE15W-40, API CI-4 engine oil used in diesel engines operating in heavy-duty equipment have been carried out. Taking into account all the experimental data we have obtained on changes in quality indicators, we recommend additionally introducing additives into the engine oil, which consists of phosphorus 4,5 %, sulfur 14 %, molybdenum 10,6 %.

Ключевые слова: моторное масло, окисление, загрязненность, отложения, долговечность, запыленность.

Keywords: engine oil, oxidation, contamination, deposits, durability, dustiness.

ВВЕДЕНИЕ

Применения масла при повышенных значениях температур окружающей среды (больше +40 °С) наблюдаются специфические отказы, вызванные ухудшением физико-механических свойств вследствие повышения температуры масла в картере двигателя. При повышении температуры масла в картере более 120 °С масло теряет свою вязкость и не способно образовывать надёжную пленку на трущихся деталях, а также обеспечить жидкостное трение в подшипниках, что также приводит к увеличению износа. Кроме того, дальнейшее повышение температуры масла на 10 °С увеличивает скорость окисления масла в 2 раза, значительно возрастает расход масла на угар. Увеличение температуры масла свыше 190–200 °С может спровоцировать его вспышку и горение.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Целью данной работы является исследование эксплуатационных характеристик моторного масла SAE15W-40, API CI-4 применяемого в дизельных двигателях работающих тяжело нагруженном оборудовании. Для реализации поставленной цели нами отбирались про-

бы моторного масла SAE15W-40, API CI-4 с автосамосвала БелАЗ-75310 и подвергались анализу по основным показателям качества.

Для диагностики двигателя обычно рекомендуется в маслах определить кинематическую вязкость, температуру вспышки, щелочное и кислотное числа, содержание воды и загрязнений, плотность, цвет масла и др. Комплексный анализ результатов данных показателей позволяет провести диагностику состояния двигателя с малыми трудозатратами и определённой достоверностью. В процессе эксплуатации подконтрольных автомобилей произведены исследования проб свежего масла, работающего и отработанного с фиксированием пробега.

Для диагностирования состояния отдельных узлов и агрегатов, отбирали пробу масла в количестве 0,3–0,5 л. Изучены основные физико-химические показатели свойств (кинематическая вязкость, температура вспышки в открытом тигле, щелочное число,), влияющих на эксплуатационные характеристики масла.

Таблица 1 – Экспериментальные данные показателей качества работавшего моторного масла SAE15W-40, API CI-4

Наработка масла, м/ч	Температура вспышки, °С	Кинематич. вязкость при 100 °С, сСт	Щелочное число, мг КОН/г
0	224	15,30	9,30
50	215	14,32	9,21
100	210	13,93	9,05
150	204	13,88	8,01
200	202	13,50	7,63
250	195	13,04	6,95
300	189	12,95	5,73

Как следует из таблицы отклонения качественные показатели (вязкость, щелочное число и температура вспышки) стали заметными при пробеге самосвала 200 м/ч и более. В процессе работы вязкость масла уменьшилась до 12,95. Связано это с изменениями структурно-группового состава и попаданием топлива.

Весьма важными показателями качества масла и его работоспособности является щелочность и водородный показатель – главные критерии оценки срабатываемости присадки. Щелочное число является условной мерой способности масла нейтрализовать кислоты, образующиеся из продуктов сгорания топлива и окисления основы

масла. Щелочность, обусловленная наличием щелочных присадок, расходуется на нейтрализацию кислот с разной скоростью. Пределом работоспособности масел очень часто считают равенство общего щелочного числа общему кислотному числу. Допустимое значение щелочного числа ограничивается 1,5–2,0 мг КОН/г, или 50 % щелочного числа свежего масла. Эксплуатация двигателя на масле с щелочным числом ниже предельного ведёт к ускоренному износу поршневых колец и цилиндров, иногда наблюдается интенсификация лако- и нагарообразования. Низкое щелочное число приводит к коррозии и разрушению наиболее уязвимых деталей двигателя, в частности вкладышей подшипников коленчатого вала. В длительно работающем масле первоначально введённые присадки могут быть полностью израсходованы, например, при нейтрализации карбоновых кислот, однако их соли (продукты нейтрализации) становятся носителями щелочности в работающем масле, а щелочное число увеличивается.

Моторное масло должно обладать определенной щелочностью для сохранения моющих свойств, способности к нейтрализации кислот и подавления процессов коррозии. Чем больше щелочное число, тем большее количество кислот, образующихся при окислении масла и сгорании топлива, может быть переведено в нейтральные соединения. В противном случае эти кислоты вызывают коррозионный износ деталей двигателя и усиливают процессы образования отложений. Из таблицы видно, что щелочное число в процессе работы снизилось с величины 9,31 до 5,73.

Температура вспышки масла является показателем наличия в нем фракций дистиллятных топлив. Она изменяется при попадании в него несгоревшего топлива, и утечках топлива. Для работающих масел предельное значение температуры вспышки составляет 170–180 °С, а для высоковязких масел с высокой температурой вспышки считают предельным снижение температуры вспышки на 40–50 °С. При попадании в масло 1 % топлива температура вспышки снижается с 200 °С до 170 °С, а наличие в масле 6 % топлива снижает ее почти в 2 раза. Разжижение масла топливом вызывает резкое ухудшение его противоизносных свойств, ускоряет процессы нагаро- и лакообразования на поршнях. Ресурс работы масла обусловлен главным образом его моющими свойствами, поэтому почти во всех моторных испытаниях уделяют боль-

шое внимание моющим свойствам моторных масел. При работе дизеля на постоянном режиме скорость истощения щелочности масла пропорциональна расходу топлива.

Учитывая все полученные нами экспериментальные данные по изменению качественных показателей (щелочное число и температура вспышки), мы рекомендуем дополнительно ввести в моторное масло присадку, которая состоит из молибдена, серы и фосфора. Анализы показывают, молибден в сочетании с серой и фосфором обладают весьма эффективными противокислительными свойствами. Данная присадка по сравнению с другими присадками достаточно эффективна и стабильна при относительно высоких температурах. Проверка нескольких десятков этих соединений в качестве присадок к маслам показала, что они весьма эффективны не только в свежих маслах, но в отработавших и регенерированных. В данной присадке содержание фосфора 4 %, серы 10 %, молибдена 6 % масс. Присадка полностью растворима в масле, в воде она не растворяется. Отличительная особенность данной присадки – ее работоспособность и эффективность проявляются при эксплуатации в условиях умеренных и высоких контактных напряжений. Они обладают достаточной термической и окислительной стабильностью. Поэтому она применима в качестве не только противоизносной, но и антиокислительной присадкой в моторных маслах, работающих в условиях жаркого климата и высокой запыленности воздуха. Данная присадка хорошо совмещается с присадками других типов, поэтому ее применяют загущенных и незагущенных моторных маслах различного назначения. Модель противоизносного действия сернистых соединений, предполагает адсорбцию поверхности металла и последующую диссоциацию молекул по связям S-S с образованием достаточно прочных соединений с металлом. Рекомендуемая концентрация присадки MoPS-14 в моторных маслах 1–5 %.

Для проведения экспериментов моторное масло SAE15W-40, API CI-4 с добавленной присадкой MoPS-14 подвергали анализу по физико-химическим показателям на соответствие требованиям. Определив растворение присадки в моторном масле, нами было определено физико-химические показатели (щелочное число и тем-

температура вспышки) моторного масла для различной концентрации присадок (рис. 1).

Для определения щелочного числа брали образцы масел с разными концентрациями MoPS-14 (1 %–5 %) присадки и определяли наиболее оптимальную концентрацию. Из результатов анализа нами было выбрано содержание MoPS-14 присадок 3 %, которое показывает оптимальное значение вязкости, щелочного числа и температуру вспышки (рис.1).

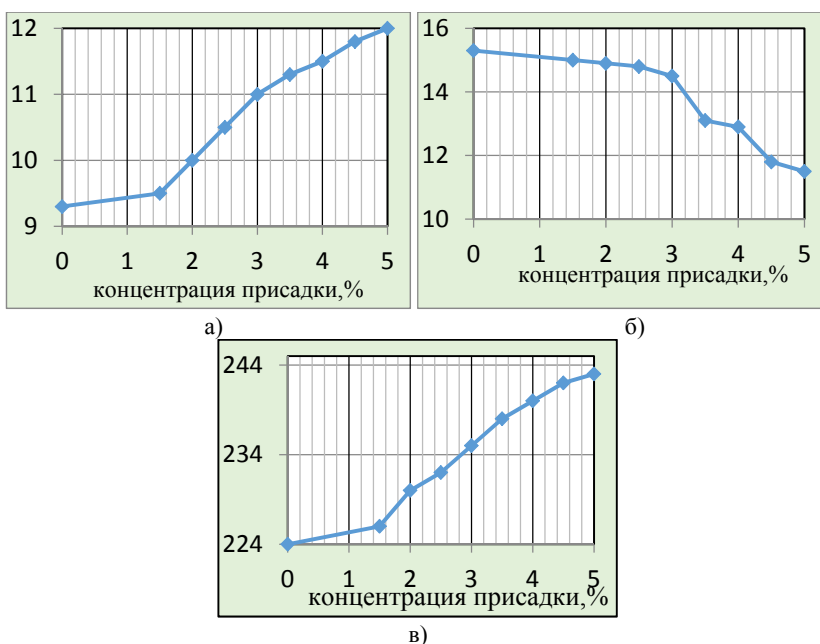


Рисунок 1 – Изменение эксплуатационных показателей:

a – щелочного числа; *б* – кинематической вязкости;

в – температуры вспышки моторного масла от концентрации присадки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам лабораторных исследований при введении присадки MoPS-14 3 % в моторное масло SAE15W-40, API CI-4 физико-химические показатели дали положительный результат по сравнению с базовыми маслами SAE15W-40, API CI-4. Щелочное число повысилось с 9,3 до 12; а температура вспышки поднялась до

243 °С, что свидетельствует об эффективности добавленной присадки. При дальнейшем увеличении концентрации уменьшается вязкость до 11,5, что может привести к повышенным потерям на трение. При использовании такой присадки повысится ресурс работы моторного масла и которое может также привести к уменьшению износа поршневых колец. В этом состоит эффективность возможного применения, полученного нами нового образца.

В настоящее время исследования продолжают по эффективности влияния природы и концентрации присадок на эксплуатационные показатели моторных масел, работающих в двигателях тяжелонагруженного горнотранспортного оборудования в жарких климатических условиях. В дальнейшем эти масла могут быть допущены на следующий этап – к эксплуатационным испытаниям на специальной технике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов, А. В. Автомобильные эксплуатационные материалы: учеб. пособие / А. В. Смирнов. – Великий Новгород : НовГУ им. Ярослава Мудрого, 2004. – 348 с.
2. Кириченко, Н. Б. Автомобильные эксплуатационные материалы : учебное пособие / Н. Б. Кириченко. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 208 с.
3. Джерихов, В. Б. Автомобильные эксплуатационные материалы : учеб. пособие / В. Б. Джерихов. – СПб. : Гос. архит.-строит. ун-т, 2009. – 256 с.
4. Алимова, З. Исследование срабатывания присадок моторных масел в процессе эксплуатации двигателя / З. Алимова, Г. Ниязова, Д. Сабирова // Академические исследования в современной науке. – 2022. – № 1(18). – С. 269–275.
5. Алимова, З. Влияние свойств моторных масел на процессы в смазочных системах поршневых двигателей / З. Алимова, З. Усмонов, А. Абдуразаков // Евразийский журнал академических исследований. – 2023. – № 3(2 Part 3). – С. 37–41.
6. Алимова, З. Х. Влияние изменения вязкостных показателей моторных масел на работу деталей двигателя / З. Х. Алимова, Д. К. Собирова, Б. Шамансуров // Научный импульс. – 2022. – № 3(100), часть 1. – С. 24–27.

7. Ways to improve the anticorrosive properties of motor oils used in vehicles / Z. Alimova [et al.] // E3S Web of Conferences. – 2021.

8. Улучшение экологических показателей защитных и смазочных материалов / А. Собиржонов [и др.] // Сборники конференций НИЦ Социосфера. – 2015. – № 8, С. 21–23.

Представлено 15.05.2024

УДК 621.436

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

ENSURING THE OPERATION OF A DIESEL ENGINE
ON VARIOUS TYPES OF FUEL

Гершань Д. Г., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

D. Hershman, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрены факторы, влияющие на использование различных видов топлива в дизелях. Для работы дизеля на различных топливах предлагается использование системы топливоподачи, в которой впрыск топлива осуществляется форсунками с разработанным распылителем с составной иглой и двумя рядами распыливающих отверстий.

The factors influencing the use of various types of fuel in diesel engines are considered. To operate a diesel engine on various fuels, it is proposed to use a fuel supply system in which fuel injection is carried out by injectors with a developed atomizer with a composite needle and two rows of atomizing holes.

Ключевые слова: дизель, топливо, система топливоподачи, распылитель форсунки.

Keywords: diesel engine, fuel, fuel supply system, injector nozzle.

ВВЕДЕНИЕ

Использование двигателей внутреннего сгорания способных работать на различных видах топлива дает возможность расширить и наиболее рационально использовать топливные ресурсы. Вместе с тем применение различных топлив позволяет более гибко управлять рабочим процессом двигателя для получения требуемых его показателей. Поэтому проблема использования различных видов топлива в современных дизелях является актуальной [1–6].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Способность дизеля работать на различных видах топлива обуславливается его конструктивными и регулировочными параметрами, режимами работы, условиями эксплуатации. К первым следует отнести степень сжатия, форму и размеры камеры сгорания, ее расположение, тип применяемой системы топливоподачи, угол опережения впрыска топлива, давление впрыска, параметры наддува.

Основные трудности организации рабочего процесса дизеля при использовании различных топлив при существенном отличии их физико-химических свойств связаны с изменением протекания процессов смесеобразования и сгорания. Для их качественного протекания могут применяться изменения характеристики впрыска топлива, способа смесеобразования, степени сжатия, которые обеспечиваются, соответственно, системой топливоподачи, камерой сгорания, системами изменения степени сжатия.

Для работы на различных топливах предлагается система топливоподачи непосредственного действия, использующая для впрыска топлива форсунки с распылителем с составной иглой и двумя рядами распыляющих отверстий [7]. Система топливоподачи включает в себя также два топливных бака, два топливоподкачивающих насоса, два фильтра предварительной очистки топлива с подогревателем, два фильтра тонкой очистки топлива, топливопроводы линий низкого и высокого давления, два топливных насоса высокого давления, датчики температуры и давления топлива.

Впрыск топлив форсунками может осуществляться как через верхний ряд распыляющих отверстий, так и через нижний одновременной или раздельно в зависимости от режима работы двигателя и требуемых показателей. Различие в конструктивных

параметрах распыляющих отверстий каждого ряда, а также различное расположение отверстий на носке распылителя позволяет более гибко управлять процессами смесеобразования и сгорания, с учетом характеристик топливных струй, которые зависят от параметров впрыска, свежего заряда и физико-химических свойств применяемого топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для работы дизеля на различных топливах предлагается использовать систему топливоподачи, в которой впрыск топлива осуществляется форсунками с разработанным распылителем с составной иглой и двумя рядами распыляющих отверстий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс двигателей при работе на альтернативных топливах: монография / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2017. – 298 с.

2. Кухаренок, Г. М. Методика прогнозирования влияния состава и свойств топлив на показатели рабочего процесса дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Изобретатель. – 2017. – № 4. – С. 42–45.

3. Кухаренок, Г. М. Влияние состава бутанолсодержащего топлива на процесс сгорания дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Сб. науч. тр. / БНТУ. – Минск, 2017. – Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт. – С. 68–74.

4. The Influence of Diesel Fuel-biodiesel-ethanol-butanol Blendson the Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine / A. Keskin [et al.] // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2013. – Vol. 35, iss. 19. – Pp. 1873–1881.

5. Performance Characteristics of n-Butanol-Diesel Fuel Blend Fired in a Turbo-Charged Compression Ignition Engine. / L. Siwale [et al.] // Journal of Power and Energy Engineering. – 2013. – no. 1. – Pp. 77–83.

6. Bio-Butanol — Alternative Fuel for Diesel Engine / Al. Dobre [et al.] // INMATEH – Agricultural Engineering. – 2014. – Vol. 42, no. 1. – P. 145–152.

7. Распылитель форсунки: пат. 18045 Респ. Беларусь, МПК F 02 M 61/10 / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук, Д. Г. Гершань; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20111017; заявл. 19.07.11; опубл. 28.02.14 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уланасці. 2014. – № 1. – С. 113.

Представлено 29.05.2024

СПОСОБЫ ДОСТИЖЕНИЯ МНОГОТОПЛИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

WAYS TO ACHIEVE MULTI-FUEL OPERATON OF A COMPRESSION IGNITION ENGINE

Гершань Д. Г., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

D. Hershan, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрены способы приспособления двигателей с воспламенением от сжатия к многотопливной работе. Приведено влияние конструктивных и регулировочных параметров двигателя на период задержки воспламенения топлива.

The ways of adapting compression ignition engines to multi-fuel operation have been considered. The influence of the design and adjustment parameters of the engine on the fuel ignition delay period has been presented.

Ключевые слова: многотопливный двигатель, период задержки воспламенения, цетановое число, сгорание.

Keywords: multi-fuel engine, ignition delay period, cetane number, combustion.

ВВЕДЕНИЕ

Применение многотопливных двигателей с воспламенением от сжатия позволяет более гибко решать задачу использования различных видов топлива, для формирования наиболее рационального топливного баланса. Кроме того, многотопливность позволяет расширить возможности по управлению рабочим процессом для получения требуемых показателей работы двигателя. Также существенно расширяются возможности гибридных силовых установок, в состав которых входят такие двигатели. Поэтому многотопливные двигатели с воспламенением от сжатия достаточно перспективны [1–10].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Основные трудности в организации рабочего процесса многотопливного двигателя с воспламенением от сжатия возникают при применении топлив с пониженной воспламеняемостью (низким цетановым числом), что обуславливает большую величину периода задержки воспламенения. Это увеличивает количество топливно-воздушной смеси в цилиндре, подготовленной к воспламенению, к концу данного периода. Также на это количество влияет интенсивность образования топливно-воздушной смеси в течение периода задержки воспламенения. Это все может привести к существенному изменению рабочего процесса на различных режимах и не обеспечить работу двигателя с требуемыми показателями. Для приспособления к многотопливной работе двигателя с воспламенением от сжатия применяются различные способы: основанные на уменьшении продолжительности периода задержки воспламенения; количества топливно-воздушной смеси к концу периода задержки воспламенения; изменении положения фазы сгорания по циклу и др.

Способы, позволяющие уменьшать продолжительность периода задержки воспламенения.

Влияние конструктивных и регулировочных параметров двигателя. Для сокращения периода задержки воспламенения можно повышать степень сжатия, использовать наддув, рециркуляцию отработавших газов, локальный подогрев (горячие «точки» и вставки), воздушное охлаждение, двухтактный цикл, особенно при противоположно движущихся поршнях, подогрев воздуха на впуске, разделенную камеру сгорания, уменьшать отношение поверхности камеры сгорания к ее объему. Также к его сокращению может приводить уменьшение угла опережения впрыска топлива (поздний впрыск), рост давления и температуры надувочного воздуха [1–2].

Влияние параметров топлива. Обобщенным параметром, характеризующим воспламеняемость топлива в условиях двигателя, является цетановое число. Его снижение приводит к росту периода задержки воспламенения. Возможным способом повышения цетанового числа исходного низкоцетанового топлива является применение легковоспламеняющихся присадок. Также можно

образовывать смеси топлив с низким и высоким исходным цетановым числом для достижения требуемой его величины [1–2].

Способы, позволяющие уменьшать количество топливно-воздушной смеси к концу периода задержки воспламенения.

Уменьшение количества топлива, введенного в цилиндр до конца периода задержки воспламенения. Практически это может быть осуществлено применением двойного впрыска (двухфазного, многофазного), при котором перед впрыском в цилиндр основной дозы топлива предварительно впрыскивается «запальная» доза. Предварительный впрыск может производиться непосредственно перед основным, за несколько десятков градусов угла поворота коленчатого вала ранее основного и даже в конце процесса выпуска.

Уменьшение интенсивности смесеобразования за период задержки воспламенения. Может быть достигнуто созданием неравномерности топливно-воздушного заряда вместо стремления к более тонкому и равномерному распыливанию топлива в камере сгорания. Это возможно, например, за счет направления топлива на стенку камеры сгорания с образованием топливной пленки, растягиваемой согласованным с ней по направлению движением воздуха, т.е. применением пленочного смесеобразования.

Применение вышеуказанных способов, обеспечивая ту или иную степень приспособленности двигателя к многотопливной работе, может отрицательно отражаться на некоторых показателях двигателя. Это необходимо учитывать и применять их совместно в определенном сочетании, в зависимости от требований, предъявляемых к двигателю и условиям его эксплуатации, что позволит достичь нужных показателей его работы при использовании различных топлив.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведены способы приспособления двигателей с воспламенением от сжатия к многотопливной работе. Для достижения многотопливности двигателя с воспламенением от сжатия целесообразно для различных режимов работы иметь возможность менять характеристику впрыска топлива, способ смесеобразования, степень сжатия, которые обеспечиваются, соответственно, системой питания топливом, камерой сгорания, системой изменения степени сжатия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс двигателей при работе на альтернативных топливах: монография / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2017. – 298 с.
2. Кухаренок, Г. М. Влияние состава бутанолсодержащего топлива на процесс сгорания дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Сб. науч. тр. / БНТУ. – Минск, 2017. – Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт. – С. 68–74.
3. Марков, В. А. Многокомпонентные смесевые биотоплива для дизельных двигателей / В. А. Марков, С. В. Гусаков, С. Н. Девянин // Вестник РУДН. – 2012. – № 1. – С. 46–57.
4. Кухаренок, Г. М. Методика прогнозирования влияния состава и свойств топлив на показатели рабочего процесса дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Изобретатель. – 2017. – № 4. – С. 42–45.
5. Кухаренок, Г. М. Моделирование характеристик топливных струй и параметров камеры сгорания дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Вестник БНТУ. – 2011. – № 4. – С. 35–39.
6. Kumar, N. Blending of Higher Alcohols with Vegetable Oil Based Fuels for Use in Compression Ignition Engine / N. Kumar, S. Bansal, H. Pali // SAE Technical Paper. – 2015, – 2015-01-0958.
7. The Influence of Diesel Fuel-biodiesel-ethanol-butanol Blends on the Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine / A. Keskin [et al.] // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2013. – Vol. 35, iss. 19. – P. 1873–1881.
8. Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/diesel fuel blends / D. C. Rakopoulos [et al.] // Fuel. – 2010. – № 89. – P. 2781–2790.
9. Combustion and emissions characteristics of a compression ignition engine fuelled with N-butanol blends. / I. M. Yusria [et al.] // JurnalTeknologi. – 2015; – 77:8. – P. 69–73.
10. Performance Characteristics of n-Butanol-Diesel Fuel Blend Fired in a Turbo-Charged Compression Ignition Engine. / L. Siwale [et al.] // Journal of Power and Energy Engineering. – 2013. – no. 1. – P. 77–83.

Представлено 29.05.2024

УДК 656 (075)

**ИССЛЕДОВАНИЯ СВОЙСТВА МОТОРНЫХ МАСЕЛ
БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОЙ ЗАПЫЛЕННОСТИ ВОЗДУХА**

**STUDIES OF THE PROPERTIES OF MOTOR OILS
OF HEAVY-DUTY DUMP TRUCKS DURING OPERATION
IN CONDITIONS OF HIGH DUSTINESS**

Алимова З.¹, канд. техн. наук, проф.,

Раззаков Т.², канд. техн. наук, доц.,

Каримова К.³, д-р филос. по техн. наукам,

¹Ташкентский государственный транспортный университет,
г. Ташкент, Узбекистан,

²Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан,

³Джизакский политехнический институт, г. Джизак, Узбекистан

Z. Alimova¹, Ph. D. in Eng., Prof.,

T. Razzakov², Ph. D. in Eng., Ass.Prof.,

K. Karimova³, Doctor of philosophy (PhD) technical sciences,

¹Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan,

²Karshi Engineering Economics Institute, Karshi, Uzbekistan,

³Jizzakh polytechnic institute, Jizzakh, Uzbekistan

Исследования загрязненности смазочных масел, работающих в двигателях тяжелонагруженного горнотранспортного оборудования при эксплуатации в условиях высокой запыленности воздуха (протяженность карьерных автодорог составляет 65–70 км) показывают, что моторные масла интенсивно загрязняются механическими примесями. Пыль, является определяющей причиной износа поршневых двигателей, поэтому ее количество в воздухе значительно влияет на их надежность. Целью данной работы является исследование влияния запыленности воздуха на работу деталей двигателя в работающих горнотранспортном оборудовании. С этой целью определены характеристики моторных масел SAE15W-40, API CI-4 отобранных с двигателя автосамосвалов БелАЗ-7513, БелАЗ-75307, БелАЗ-75310.

Studies of the contamination of lubricating oils operating in heavy-duty mining and transport equipment engines during operation in conditions of high air dust (the length of quarry roads is 65–70 km) show that engine oils are intensively contaminated with mechanical impurities. Dust is the determining cause of piston engine wear, so its amount in the air significantly affects its reliability. The purpose of this work is to study the effect of air dust on the operation of engine parts in working mining and transport equipment. For this purpose, the characteristics of SAE15W-40 engine oils, API CI-4 selected from the engine of BelAZ-7513 dump trucks have been determined, BelAZ-75307, BelAZ-75310.

Ключевые слова: моторное масло, окисление, загрязненность, образования отложений, долговечность, запыленность воздуха.

Keywords: engine oil, oxidation, pollution, sediment formation, durability, dustiness of the air.

ВВЕДЕНИЕ

Пыль, является определяющей причиной износа поршневых двигателей, поэтому ее количество в воздухе значительно влияет на их надежность. Климатические пыле абразивные свойства Центральноазиатского региона одной из основных характеристик, отрицательно влияющих на работу двигателя внутреннего сгорания. На высоте 0,65 м над уровнем земли 66 % пыли является мутной и состоит из мелкодисперсных частиц размером до 10 мкм.

Исследования загрязненности смазочных масел, работающих в двигателях тяжелонагруженного горнотранспортного оборудования при эксплуатации в условиях жаркого климата и высокой запыленности воздуха (протяженность карьерных автодорог составляет 65–70 км) показывают, что моторные масла интенсивно загрязняются механическими примесями. Высокая проникающая способность мелкой пыли, которая в большинстве случаев проникает через уплотнения воздушного, масляного и топливного трактов, приводит к преждевременному старению масла, нарушая при этом работу систем двигателя.

Автосамосвалы БелАЗ, работающие в зоне карьера, в наибольшей степени подвержены воздействию усложняющихся с глубиной горнотехнических условий разработки. Карьер Мурунтау является уникальным горным объектом. Его глубина сегодня составляет более 620 м. Ширина составляет более 2,9 км и длина более

3,2 км. Протяженность карьерных автодорог составляет 65–70 км, количество пыли увеличивается до 5–10 г/м³. Исследования показали, что простои автосамосвалов БелАЗ из-за неисправностей двигателя составляют 29 % от общего баланса простоев, что напрямую приводит к увеличению эксплуатационных расходов и снижению производительности.

Целью данной работы является исследование влияния запыленности воздуха на работу деталей двигателя в работающих горно-транспортном оборудовании.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для решения поставленной задачи проведено экспериментальное исследование на трех автомобилях-самосвалах (БелАЗ-7513, БелАЗ-75307, БелАЗ-75310), которые эксплуатировались в карьере на вывозке горной породы в условиях деятельности «Навоийский ГМК» и подвергались анализам по основным показателям качества. Из системы смазки каждого опытного двигателя автосамосвалов БелАЗ-7513, БелАЗ-75307, БелАЗ-75310 регулярно отбирали для анализа пробы масла G-Profi Plus SAE15W-40, API CI-4. Перед началом испытаний в центральной лаборатории провели анализ входного контроля качества поступившего на испытание моторного масла. Результаты анализа масел показали соответствие фактических значений физико-химических параметров, заявленных в нормативной документации.

На протяжении испытаний за техническим состоянием двигателей был установлен особый контроль инженером отдела диагностики. Для проведения анализа из системы смазки разогретого двигателя отбиралось по 150 мл масла при достижении им температуры 50 °С после остановки. Отбор проб масел для анализа в центральной лаборатории производился согласно программе испытаний (каждые 50 м/ч).

С целью определения характеристик отработанного масла моторное масло, было подвергнуто спектральному анализу. Лабораторные физико-химические и спектральные анализы масел проводились согласно установленной методике.

Основными критериями при определении качества масел и пригодности к применению в автотранспорте и технологическом оборудовании являлись:

- отсутствие аварийных остановок при эксплуатации автотранспорта и технологического оборудования на испытуемом масле на протяжении всего срока испытания;
- отсутствие негативного влияния масла на работу и состояние двигателя в процессе испытания;
- соответствие фактического ресурса масла установленному регламентированному сроку замены масла в двигателе.

На основе полученной в результате спектрального анализа отработанного масла, можно выявить наиболее ненадежный элемент системы и выполнить весь комплекс технического обслуживания и ремонта, что позволяет эффективно контролировать техническое состояние автомобиля.

По результатам спектрального анализа построены графики зависимостей изменений нерастворимых примесей запыленности моторного масла G-Profi MSI Plus SAE15W-40, API CI-4 атмосферной пылью в виде кремния (Si) от продолжительности работы в автосамосвалах БелАЗ-7513, БелАЗ-75307, БелАЗ-75310 (рис.1).

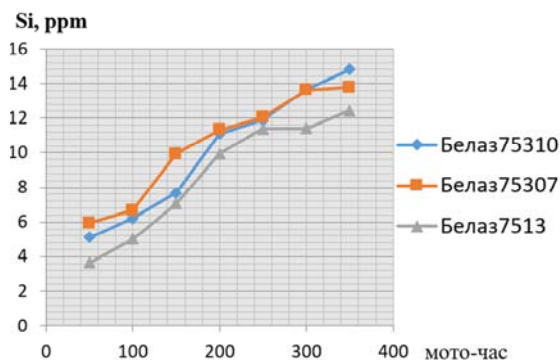


Рисунок 1 – Зависимость изменения кремния (Si) от наработки масла в мото-часах

Анализ результатов показывает, что механические примеси наиболее интенсивно накапливаются в моторном масле в первые 100–150 мото-часов работы. Интенсивное накопление механических примесей в первый период работы масла объясняется окислением малостабильных углеводородов масла во всем объеме смазочной системы. Механические примеси накапливаются в моторном масле в результате попадания пыли с засасываемым воздухом или

через неплотности картерного пространства, а также вследствие образований нерастворимых продуктов окисления и износа деталей цилиндра поршневой группы.

Анализ результатов исследований показывает, что за время исследований среднее значение содержания нерастворимых примесей увеличивается (рис. 1). Это отрицательно влияет на надежность, экономичность и долговечность работы двигателя. Результаты показали, что при сравнительно одинаковых условиях работы автосамосвалов темп роста нерастворимых примесей были разными. Это объясняется тем, что скорость осаждения загрязняющих примесей для двигателей неодинакова.

Ресурс двигателей в первую очередь определяется износом пар трения, составляющим 90 % от всего количества факторов, влияющих на снижение ресурса. Для снижения отказов узлов трения во время эксплуатации необходимо своевременное обнаружение повышенного содержания продуктов изнашивания в моторном масле и устранение причин его возникновения.

За изнашиванием деталей двигателя можно проследить по концентрации продуктов износа в масле. Установлено, что при длительной работе масла в двигателе, постоянной интенсивности очистки и постоянном расходе концентрация продуктов износа стабилизируется, как и концентрация общих механических примесей. Значительное повышение концентрации того или иного элемента в масле свидетельствует об интенсивности изнашивания деталей, для которых этот элемент характерен.

Для наблюдения за процессом изнашивания двигателя широко применяется способ определения железа в масле. Увеличенные содержания железа свидетельствует об интенсификации процессов износа. Содержание железа характеризует противоизносные свойства масла и их изменения в процессе работы, износостойкость деталей двигателя и эффективность средств очистки, включённых в систему смазки. Для этой цели проведен спектральный анализ по содержанию железа (Fe) моторного маслаG-Profi MSI Plus SAE15W-40, API CI-4 в зависимости от продолжительности работы автосамосвалов БелАЗ-7513, БелАЗ-75307, БелАЗ-75310 (рис. 2).

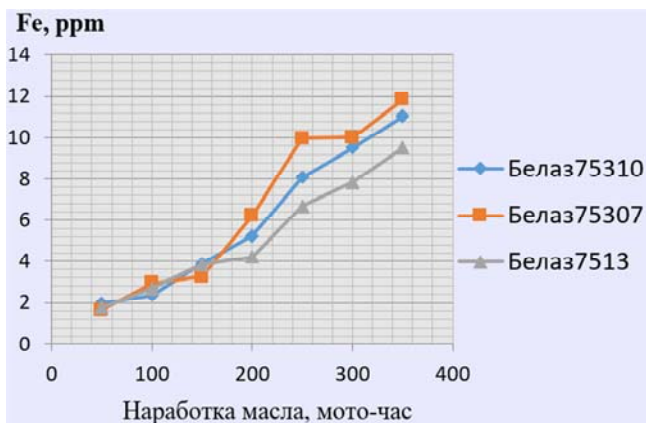


Рисунок 2– Зависимость изменения железа (Fe) в составе рабочего моторного масла от продолжительности работы автосамосвалов в мото-часах

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов исследований показывает, что за время исследований среднее значение содержания железа увеличивается. Увеличенные содержания железа свидетельствует об интенсификации процессов износа. С увеличением содержания железа в масле изменяются фрикционные, противоизносные, антиокислительные и моющие свойства масла. Это является следствием нарушения режима смазывания трущихся деталей, что в свою очередь вызывает рост нагрузки и температуры в сопряжениях. Ресурс работы масла обусловлен главным образом его моющими свойствами, поэтому почти во всех моторных испытаниях моющим свойствам уделяют большое внимание. Двигатель загрязняется ввиду интенсивного окисления масла, контактирующего с горячими поверхностями деталей. При работе дизеля на постоянном режиме скорость истощения щелочности масла пропорциональна расходу топлива. Поэтому, предлагаем дополнительно ввести в моторное масло моющую присадку.

В настоящее время исследования продолжают по оценке эксплуатационных показателей моторных масел, работающих в двигателях горнотранспортного оборудования, эксплуатирующегося в условиях высокой запыленности воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов, А. В. Автомобильные эксплуатационные материалы: учеб. пособие / А. В. Смирнов. – Великий Новгород : НовГУ им. Ярослава Мудрого, 2004. – 348 с.
2. Кириченко, Н. Б. Автомобильные эксплуатационные материалы : учебное пособие / Н. Б. Кириченко. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 208 с.
3. Hamidullayevna, A. Z. Causes of changes in the properties of motor oils in the high temperature zone of the engine / A. Z. Hamidullayevna, I. K. Ismailovich // American Journal Of Applied Science And Technology. – 2023. – № 3(01), P. 1–5.
3. Джерихов, В. Б. Автомобильные эксплуатационные материалы : учеб. пособие / В. Б. Джерихов. – СПб. : Гос. архит.-строит. ун-т, 2009. – 256 с.
4. Алимова, З. Исследование срабатывания присадок моторных масел в процессе эксплуатации двигателя / З. Алимова, Г. Ниязова, Д. Сабирова // Академические исследования в современной науке. – 2022. – № 1(18). – С. 269–275.
6. Алимова, З. Х. Влияние изменения вязкостных показателей моторных масел на работу деталей двигателя / З. Х. Алимова, Д. К. Собирова, Б. Шамансуров // ScientificImpulse. – 2022. – № 1(3). – С. 24–27.
7. Алимова, З. Влияние свойств моторных масел на процессы в смазочных системах поршневых двигателей / З. Алимова, З. Усмонов, А. Абдуразаков // Евразийский журнал академических исследований. – 2023. – № 3(2 Part 3). – С. 37–41.
8. Hamidullayevna, A. Z. Causes of Contamination of Lubricants Used in Diesel Engines / A. Z. Hamidullayevna, N. G. Parpiyevna, S. D. Kabulovna // Texas Journal of Engineering and Technology. – 2022. – № 13. – P. 44–46.

Представлено 15.05.2024

ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 631.331.8

**АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ РАЗМЕРОВ СФОРМИРОВАННЫХ
ОСЕНЬЮ ГРЕБНЕЙ, ПЕРЕД ВЕСЕННИМ ПОСЕВОМ
СЕМЯН ХЛОПЧАТНИКА**

ANALYSIS OF CHANGES IN THE SIZES OF RIDGES FORMED
IN AUTUMN BEFORE SPRING SOWING COTTON SEEDS

Кобилжонов О., докторант,

Андижанский институт сельского хозяйства и агротехнологий,
г. Андижан, Узбекистан

O. Kobiljonov, Ph. D.,

Andijan Institute of Agriculture and Agricultural Technologies,
Andijan, Uzbekistan

В данной статье приведены сведения о результатах анализа изменения размеров сформированных осенью гребней, перед весенним посевом семян хлопчатника.

This article provides information on the results of an analysis of changes in the size of ridges formed in the fall, before the spring sowing of cotton seeds.

Ключевые слова: *гребень, посев на гребень, угол естественного уклона, влажность почвы, высота гребня, семена хлопка, естественное оседание гребня, радиус кривизны, угол трения, защитные пластины.*

Keywords: *ridge, seeding on ridge, natural slope angle, soil moisture, ridge height, cotton seed, natural ridge settlement, radius of curvature, friction angle, protection plates.*

INTRODUCTION

In many regions of our republic, the main purpose of planting seeds on the ridge is to protect the seeds from rotting due to spring rains, to protect the soil from excess cuttings and to water them [1]. As a result of scientific research carried out by scientists, it was found that the yield increases by 3–4 t/ha when using the technology of planting seeds on the ridges [2]. There are two types of technology for sowing seeds in the field: making the ridges in the fall and planting the seed in it in early spring, and making the ridges in the early spring and planting the

seed in it. The advantage of planting the seed on the ridges is that its temperature is 3–4 C higher compared to the flat area, it retains the moisture in the soil well, and after planting, the costs of soil treatment are less [3].

MAIN PART

As is known, during the operation of hillers of agricultural machines, ridges are formed, the walls of which crumble at an angle β of natural repose. At the same time, the angle of natural repose of gray earth soils prepared for sowing when poured with an increase in soil moisture from 7 to 18 % increases from $\beta = 32^\circ\text{--}41^\circ$.

The main parameters of the ridges prepared for seed planting include the width of the lower base B_p , the width of the leveled surface for planting crops in the upper part b_{yu} , the angle of inclination of the side surfaces of the seedbed to the horizontal plane β , and the height of the ridge H (fig. 1).

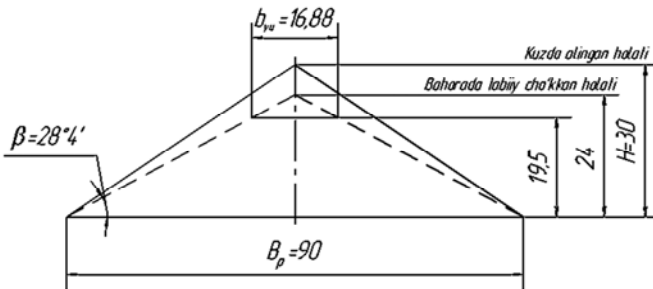


Figure 1 – Basic parameters of the ridge

In our republic, the seed is mainly planted in schemes with 90 cm, 60 cm and 76 cm between rows [4]. If ridges are prepared in autumn in a 90 cm scheme, its height will be $H = 26\dots 28$ cm. In the spring, the height of the ridge naturally decreases until the sowing period [1]. The reason is that due to the autumn and winter precipitation, the porosity of the ridges is pressed and the density of the ridge partially increases.

From the conducted studies, it was determined that the coefficient for taking into account the natural subsidence of the ridge height is equal to $K_y = 0,85\text{--}0,90$ [1]. If the height of the ridge of 90 cm taken in au-

tumn is equal to $H = 26...28$ cm, it was found in the experiments that the height of the ridge will be $H = 19...21$ sm by spring due to natural subsidence (fig. 2) [1].

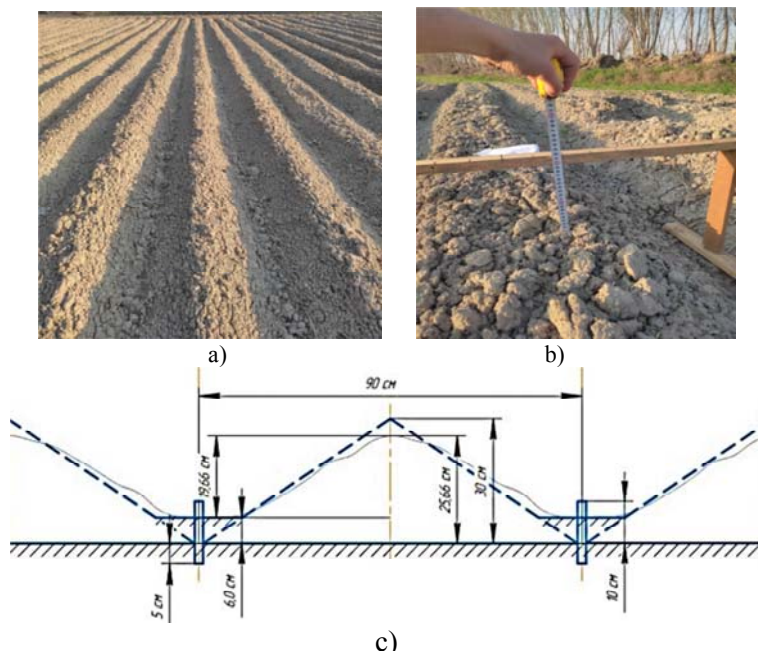


Figure 2 – Measurement of the height of the ridge taken in autumn in the natural subsidence state in early spring:

a – 90 scheme ridge taken in autumn, *b* – measuring the height of the ridge in the natural subsidence state in early spring, *c* – the scheme for determining the height of the natural subsidence ridge

The slope angle β of the side protection plates of the ridge relative to the horizontal plane can change depending on the density of the ridge. If the angle of inclination of the ridge taken in the 90 cm scheme in autumn is equal to $\beta = 32\text{--}41^\circ$ [1], it was observed in the experiments that this angle of slope before planting by spring is $\beta = 25\text{--}30^\circ$ (fig. 3).

These above-defined parameters serve as the basis for the development of the design of the working body of the sectional seed drill that maintains the ridge shape

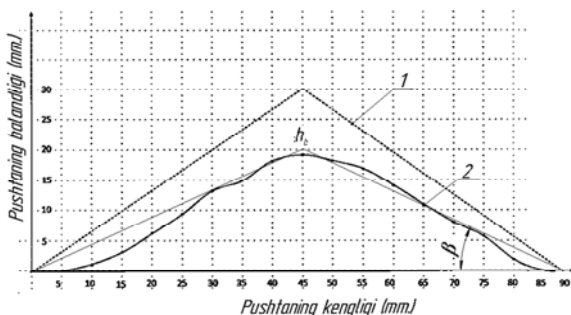


Figure 3 – The angle of inclination of the naturally sunken ridge to the horizontal plane before seeding β :

1 – ridge taken in autumn; 2 – profile of naturally sunken ridge in spring

REFERENCES

1. Бердимуратов, П. Т. Разработка и обоснование параметров формовщика гребней для хлопковой сеялки / П. Т. Бердимуратов, Ф. М. Маматов. – Тошкент, 2017.

2. Худойбердиев, Т. С. Чигит экиш усуллари бўйича сеялкаларнинг мавжудлиги хақида / Т. С. Худойбердиев, О. Ф. Қобилжонов, Р. Р. Йўлдошев // Замонавий муҳандислик коммуникация тизимлари ва автомобил йўллари инфраструктурасидаги долзарб муаммолар мавзусидаги Республика миқёсидаги илмий-амалий конференция, 2022.

3. Tizma olib, paxta chigitini ekuvchi kombinatsiyalashgan mashina konstruksiyasi / T. S. Xudoyberdiev [al et.] // Miasto Przyszłości, 2023. – № 43, P. 731–734.

4. [Electronic resource]. – Mode of access: <https://lex.uz/ru/docs/-5323647#-5324684>, 9-ilova. – Date of access: 10.05.2023.

Представлено 30.04.2024

УДК 623.437.42: 629.3.018

**ПАРАМЕТРЫ СОВРЕМЕННЫХ САДОВОДЧЕСКИХ
ТРАКТОРОВ ДЛЯ ЮГО-ЗАПАДНЫХ РЕГИОНОВ
СТРАН ЕАЭС**

**PARAMETERS OF MODERN GARDEN TRACTORS
FOR THE SOUTH-WESTERN REGIONS
OF THE EAEU COUNTRIES**

**Ченьхой Чжао, Шидловский И. И.,
Ключников А. В.**, канд. техн. наук,
ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Chenhui Zhao, I. Shidlovskiy, A. Kliuchnikov, Ph. D. in Eng.,
LLC «YTO Technology Blr»,
Industrial Park «Great Stone», Minsk, Belarus

Создание конкурентоспособного продукта высокого уровня возможно только с применением передовых подходов, конструктивных решений, технологий и материалов на всех этапах разработки, освоения и производства новой модели. При этом себестоимость конечного изделия не может быть существенно ниже, чем у ведущих зарубежных производителей, имеющих большой опыт и возможности по оптимизации затрат и производственных процессов, с тракторами которых придется конкурировать при выводе на рынок новой модели.

The creation of a competitive high-level product is possible only with the use of advanced approaches, design solutions, technologies and materials at all stages of the development and production of a new model. At the same time, the cost of the final product cannot be significantly lower than that of leading foreign manufacturers with extensive experience and capabilities in optimizing costs and production processes, with which tractors will have to compete when launching a new model on the market.

Ключевые слова: трактор, сады, кабина, двигатель, габаритные показатели.

Keywords: tractor, gardens, cab, engine, overall performance.

ВВЕДЕНИЕ

Садовые тракторы небольших размеров не цепляют и не сбивают урожай с веток и не портят плоды. Главная особенность тракторов для садоводства и виноградарства в их нестандартных размерах. У них короткая база, минимальная ширина, колея и высота, небольшие колеса и компактная кабина.

На рис. 1 показаны наиболее популярные модели, имеющиеся в странах ЕАЭС садоводческих тракторов.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1 – Наиболее популярные модели садоводческих тракторов в странах ЕАЭС:

а – «Deutz Fahr 410F»; *б* – «John Deere 5080GF»; *в* – «Fendt 209V»;
г – «Landini Rex 90F»

Данные тракторы отвечают большинству требований садоводческих технологий и могут работать на большинстве технологических операций.

ХАРАКТЕРНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ САДОВОДЧЕСКИХ ТРАКТОРОВ

Характерными конструктивными особенностями рассматриваемых тракторов являются:

– *применение двигателей с небольшим объемом и габаритами* для обеспечения дополнительного подкапотного пространства и колесной базы; требуемая мощность 80–100 л. с. достигается за счет применения турбокомпрессора с интеркулером;

– *установка двигателя по схеме с несущим картером* для обеспечения максимального угла поворота колес;

– *сверхуплотненная компоновка моторного отсека*, размещение аккумуляторной батареи, воздухоочистителя и топливного бака перед радиатором;

– *трансмиссии выполняются в максимально компактных корпусах с небольшой шириной*, трансмиссионные механизмы – тормоза, блокировка дифференциала, ходоуменьшитель – размещаются внутри корпусов;

– *большой угол поворота передних колес* (иногда свыше 50°) для обеспечения минимально возможного радиуса поворота. На тракторах японских производителей для этого используется переключение передаточного числа переднего моста. При развороте передние колеса начинают вращаться намного быстрее заднего, что приводит практически к разворачиванию трактора на месте;

– *обязательное наличие реверс-редуктора* (механический в базовой комплектации, Powershuttle по заказу);

– *объединенная гидравлическая система трансмиссии и рабочего оборудования*, где корпуса трансмиссии являются одновременно емкостью для масла гидронавесной системы и несущей системой для встроенного механизма подъема задней навески;

– *для снижения высоты трактора кабина максимально опускается на трансмиссию*, в кабине располагается трансмиссионный тоннель;

– *предусматриваются варианты как с кабиной, так и с открытым рабочим местом оператора* и дугой безопасности (или солнцезащитным тентом);

– *конструкция кабин различная* – имеются как 4-х стоечные каркасы с большими панорамными дверями, так и 6-ти стоечные, преду-

смотрена установка угольных фильтров. Это обязательное требование для работы с опрыскивателем из-за применения химикатов;

– *ветровые стекла кабины* – часто вставные (не клеиваются);

– *конструкция капота* – «аллигаторная» с поддержкой на пневмопружине, капот выполняется, в основном из пластика.

Очевидно, что одним из основных критериев, определяющих выбор конструктивного решения для специализированных садоводческих/ виноградниковых тракторов является стремление обеспечить минимальный габаритный размер трактора, причем достижение целевых габаритных показателей зачастую противоречит не менее существенными эксплуатационными характеристиками и потребительским свойствам:

– двигатели с малым рабочим объемом 3,0–3,3 л. работают с нагрузкой близкой к максимальной, что влияет на его ресурс;

– зона перед радиатором зачастую заполнена объемом топливного бака или другими узлами, которые полностью перекрывают фронтальный обдув радиаторов, что существенно ухудшает тепловой режим двигателя;

– рабочее пространство оператора очень узкое - оператор фактически «зажат» между нишами и боковыми стеклами кабины;

– общая гидросистема трансмиссии и ГНС является крайне выгодным решением с компоновочной точки зрения, однако возникают дополнительные требования к обеспечению фильтрации масла.

Практически все крупные производители тракторов не выпускают единичные садоводческие или виноградниковые спецмодификации, а формируют модельные ряды.

Построение модельных рядов имеют общую систему, обусловленную в первую очередь габаритными размерами тракторов в зависимости от ширины междурядий:

– *виноградниковые* (индекс V) – ширина от 1,0 м, конструкция ориентирована на работу в традиционно узких виноградниках с междурядьем 1,8–2,0 м;

– *универсальные* (индексы S или N) – шириной от 1,3 м, предназначены для более просторных виноградников с шириной между рядами 2,0–2,2 м. Отличаются увеличенной кабиной и более высоким уровнем комфорта для оператора;

– *садоводческие* (индекс F) – ширина от 1,5 м, предназначены для просторных виноградников $\geq 2,5$ м и фруктовых садов.

Следующий определяющий параметр – мощность двигателя, устанавливается в диапазоне 80–110 л. с. с несколькими модификациями внутри этого диапазона.

В результате у каждой компании получается около 10 модификаций на базе одной или двух базовых моделей, с достаточно широким набором заказных опций, основные из которых в свою очередь формируют, как правило, 2 типовые комплектации:

– *бюджетная* – механические приводы управления трансмиссией и гидронавесной системой, трактор без кабины;

– *премиальная* – наличие функций PowerShuttle, электрогидравлическая система управления гидронавесной системой, кабина с системой кондиционирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Садоводческие и виноградниковые специальные модификации востребованы на рынке регионов Таможенного Союза, задействованных в производстве соответствующей сельскохозяйственной продукции.

Основные исходные данные для проектирования перспективной садоводческой специальной модификации следующие.

Двигатель:

– экологическая ступень: Ша (ТС), V(EC);

– мощность: 80–110 л. с.;

– рабочий объем: 3500–4000 см³ (не более).

Габаритные показатели:

– длина: 3500–4000 мм;

– ширина: 1200 мм;

– высота: не более 2300–2400 мм;

– колесная база: 2000–2200 мм;

– дорожный просвет: не менее 250 мм;

– минимальный радиус разворота: не более 3,5 м.

Трансмиссия:

– число передач: не менее 12х12;

– синхронизированный механический реверс-редуктор (опция Powershuttle);

– ВОМ: дисковый.

Гидронавесная система:

- производительность насоса: не менее 55 л/мин (с опциональной возможностью увеличения до 70–80 л/мин);
- количество пар гидравлических выводов: 3 (опция 4);
- грузоподъемность заднего навесного устройства: не менее 3500 кг;
- опция: переднее навесное устройство грузоподъемностью не менее 1000 кг (максимально 2500 кг);
- опция: передний ВОМ.

Кабина:

- ширина по основаниям задних стоек: не более 1100–1200 мм;
- кондиционер;
- защита оператора от воздействия вредных веществ: категория 2–3 (ГОСТ EN 15695-1-20141);
- опция: основание кабины с ROPS.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.019-2015. – М. : Стандартинформ. – 2016.
2. Тракторы для сельскохозяйственных работ и самоходные опрыскиватели. Защита оператора от вредных веществ. Часть 1. Кабины. Классификация, технические требования и методы испытаний: СТБ EN 15695-1-2011. – Мн. : Госстандарт. – 2016.
3. Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Методы измерения конструктивных параметров: ГОСТ 26025-83. – М. : Госстандарт. – 1983.
4. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности: ГОСТ 12.2.002-91. – М. : Госстандарт. – 1991.

Представлено 06.06.2024

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ СОЧЛЕНЕННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

ON THE ISSUE OF EVALUATING THE EFFECTIVENESS OF THE BRAKING SYSTEM OF AN ARTICULATED TROLLEYBUS

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,
Рахлей А. И., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Pavarekha, Ph. D. in Engineering, Associate Professor,
A. Rakhley, Ph. D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В данной статье проведена оценка распределения нормальных реакций и тормозных сил по мостам сочлененного троллейбуса при торможении рабочей тормозной системой и выбор выходных параметров тормозных механизмов, а также поверочный расчет рабочей тормозной системы для оценки ее соответствия требованиям нормативных документов, в качестве которых рассматривались ГОСТ 22895-77 «Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования» и Правила ЕЭК ООН № 13.

In this article, an assessment of the distribution of normal reactions and braking forces along the bridges of an articulated trolley during braking by the service brake system and the selection of the output parameters of the braking mechanisms, as well as a verification calculation of the service brake system to assess its compliance with the requirements of regulatory documents, in the quality of which GOST 22895-77 «Braking systems of motor vehicles funds. Technical Requirements» and UNECE Regulation No. 13.

Ключевые слова: нормальная реакция, тормозная сила, эффективность торможения, тормозной момент.

Keywords: normal reaction, braking force, braking efficiency, braking torque.

ВВЕДЕНИЕ

Торможение сочлененного троллейбуса – это сложный динамический процесс, который в общем случае зависит от конструктивных параметров машины, выходных характеристик ее функциональных систем и условий взаимодействия с окружающей средой.

Величина реализуемой на колесах сочлененного троллейбуса тормозной силы зависит не только от характеристик дороги и колеса, но и от величины нормальной реакции, действующей на колесо. Как правило, нормальные реакции при торможении изменяются по сложному закону, который оказывает влияние на основные характеристики процесса торможения, и коэффициент динамичности изменения нормальных реакций для трехосного троллейбуса определяется существенным образом темпом нарастания тормозных сил.

В связи с указанным, важным представляется оценка распределения нормальных реакций и тормозных сил по мостам сочлененного троллейбуса при торможении рабочей тормозной системой и выбор выходных параметров тормозных механизмов.

В качестве нормативных документов при анализе характеристик тормозных систем использовались следующие:

- 1) ГОСТ 22895-77 «Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования» [1];
- 2) Правила ЕЭК ООН № 13 [2].

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ПО МОСТАМ СОЧЛЕНЕННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Для сочлененного троллейбуса на изменении нормальных реакций на мостах сказывается асинхронность срабатывания их тормозных систем, что, в отличие от одиночной машины, вызывает за счет упругих характеристик связи звеньев и подвески, значительные знакопеременные силы, догружающие и разгружающие колеса.

Для оценки распределения нормальных реакций и выбора рациональной, с точки зрения использования сцепного веса, эффективности тормозных механизмов мостов рассмотрим торможение сочлененного троллейбуса в установившемся режиме. Расчетная схема представлена на рис. 1.

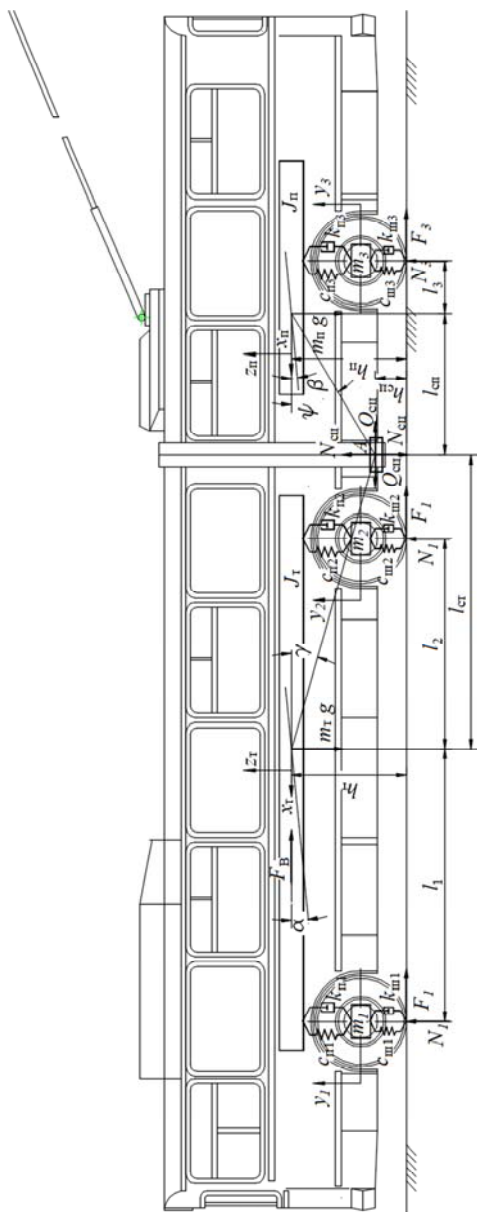


Рисунок 1 – Расчетная схема сочлененного троллейбуса

В качестве массо-геометрических параметров сочлененного троллейбуса рассматривались: массы звеньев, значения статических нагрузок на мостах, горизонтальные и вертикальные координаты центров масс звеньев, динамические радиусы шин мостов, координаты расположения сочленения относительно мостов.

Указанные параметры рассматривались, как для груженого, так и снаряженного троллейбуса.

Для определения нормальных реакций по мостам троллейбуса составим уравнения равновесия с учетом инерционных сил. Для удобства расчленим машину в точке, соответствующей сцепному устройству, на тягач и прицеп, заменив воздействие звеньев друг на друга силами, соответствующими реакциям в соединительных шарнирах. При этом общую реакцию разделим на горизонтальную и вертикальную составляющие, соответственно $N_{\text{сц}}$ и $Q_{\text{сц}}$ (рис. 1).

Для прицепного звена можно записать:

$$\begin{cases} m_{\text{п}} \cdot g \cdot l_3 - N_{\text{сц}} \cdot (l_{\text{сц}} + l_3) + m_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}}'' \cdot h_{\text{п}} + Q_{\text{сц}} \cdot h_{\text{сц}} = 0 \\ N_3 + N_{\text{сц}} - m_{\text{п}} \cdot g = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса прицепа; $l_{\text{сц}}$, l_3 – горизонтальные координаты центра масс прицепа; $h_{\text{п}}$ – вертикальная координата центра масс прицепа; N_3 – нормальная реакция, действующая на колеса моста прицепа; g – ускорение свободного падения; $x_{\text{п}}''$ – замедление второго звена троллейбуса; $h_{\text{сц}}$ – высота расположения сцепного устройства.

В свою очередь

$$Q_{\text{сц}} = F_3 - m_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}}'' = N_3 \cdot \gamma_3 - m_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}}'',$$

где F_3 – тормозная сила, развиваемая колесами; γ_3 – реализуемый коэффициент сцепления колесами моста прицепа (удельная тормозная сила моста).

Подставляя в систему уравнений (1) выражение для определения $Q_{\text{сц}}$, и разрешая относительно $N_{\text{сц}}$, имеем

$$N_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}}'' \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{сц}}) + m_{\text{п}} \cdot g \cdot (l_3 + \gamma_3 \cdot h_{\text{сц}})}{l_{\text{сц}} + l_3 + \gamma_3 \cdot h_{\text{сц}}}$$

С использованием данного выражения находим нормальную реакцию на мосту прицепного звена, а затем и на мостах тягача:

$$N_3 = m_{\text{п}} \cdot g - N_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{п}} \cdot g \cdot l_{\text{сц}} - m_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}}'' \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{сц}})}{l_{\text{сц}} + l_3 + \gamma_3 \cdot h_{\text{сц}}}; \quad (2)$$

$$N_2 = \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot (l_1 - \gamma_1 \cdot h_{\text{сц}}) + N_{\text{сц}} \cdot (l_1 + l_{\text{ст}} - \gamma_1 \cdot h_{\text{сц}}) - m_{\text{т}} \cdot x_{\text{т}}'' \cdot (h_{\text{т}} - h_{\text{сц}})}{l_1 + l_2 + (\gamma_2 - \gamma_1) \cdot h_{\text{сц}}}; \quad (3)$$

$$N_1 = m_{\text{т}} \cdot g + N_{\text{сц}} - N_2 = \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot (l_2 + \gamma_2 \cdot h_{\text{сц}}) - N_{\text{сц}} \cdot (l_{\text{ст}} - l_2 - \gamma_2 \cdot h_{\text{сц}}) + m_{\text{т}} \cdot x_{\text{т}}'' \cdot (h_{\text{т}} - h_{\text{сц}})}{l_1 + l_2 + (\gamma_2 - \gamma_1) \cdot h_{\text{сц}}}, \quad (4)$$

где $m_{\text{т}}$ – масса тягача; N_1, N_2 – нормальные реакции на первом и втором мостах тягача; $l_1, l_2, l_{\text{ст}}$ – горизонтальные координаты центра масс тягача; $h_{\text{т}}$ – вертикальная координата центра масс тягача; $x_{\text{т}}''$ – замедление тягача.

Для определения нормальных реакций на мостах сочлененного троллейбуса для различных значений замедления при торможении, проводился на ЭВМ расчет уравнений (2–4) для снаряженного и с номинальной загрузкой троллейбуса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам расчета построены зависимости (рис. 2), которые показывают, что на переднем мосту троллейбуса происходит увеличение нормальной реакции по отношению к статическому состоянию для троллейбуса с полной загрузкой на 35,8 %, для снаряженного троллейбуса – на 33,5 %. На среднем мосту в этом случае происходит уменьшение нормальной реакции в случае троллейбуса с полной загрузкой на 3,6 % и для машины в снаряженном состоянии – на 8 %. На мосту прицепа также имеет место уменьшение нормальной нагрузки, однако, несколько более заметное, чем для сред-

него моста. Таким образом, наиболее существенное изменение нормальной реакции при увеличении эффективности торможения характерно для переднего моста. Это необходимо учитывать при выборе параметров тормозных механизмов, а также систем обеспечения управляемости и устойчивости движения.

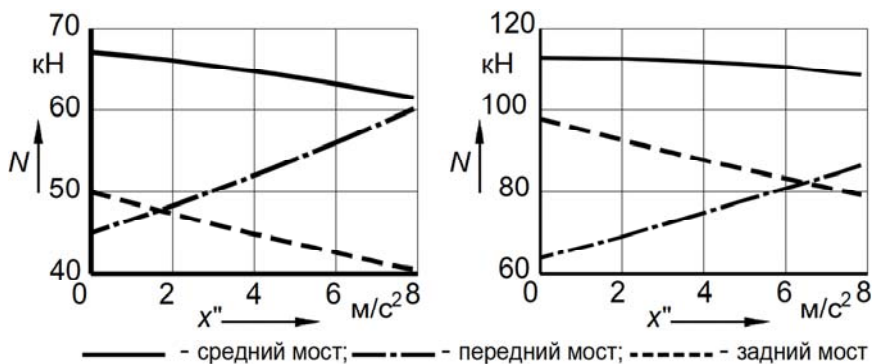


Рисунок 2 – Распределение нормальных реакций по мостам при различной эффективности торможения

ЛИТЕРАТУРА

1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН № 13 (10) / Пересмотр 6. Введ. 01.07.10. Минск: Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2010. – 280 с.

2. ГОСТ 22895-77. Государственный Стандарт Республики Беларусь. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: Введ. 01.01.81. – Мн. : Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. – 20 с.

Представлено 12.05.2024

УДК 623.437.42: 629.3.018

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН ДЛЯ ДВУХПОТОЧНОЙ
ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА**

SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF HYDRAULIC
MACHINES FOR POWER-SPLIT TRACTOR TRANSMISSION

**Ченьхой Чжао, Арефьев С. А.,
Ключников А. В.**, канд. техн. наук,
ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Chenhui Zhao, S. Arefiev, A. Kliuchnikov, Ph. D. in Eng.,
LLC «YTO Technology Blr»,
Industrial Park «Great Stone», Minsk, Belarus

Одним из узлов двухпоточной тракторной трансмиссии является гидрообъемная передача. Данный модуль обеспечивает бесступенчатое изменение скорости вращения выходного вала. Наиболее распространенной схемой гидрообъемной передачи таких трансмиссий является схема с регулируемым аксиально-поршневым насосом и нерегулируемым гидравлическим мотором. Рациональный выбор параметров модуля влияет на габариты трансмиссии, показатели эффективности и стоимостные показатели.

One of the components of power-split tractor transmission is a hydrostatic unit. This unit provides a stepless change of the speed of the output shaft. The most common hydrostatic transmission scheme for such transmissions is a scheme with variable axial piston pump and a fixed displacement hydraulic motor. The rational choice of hydrostatic unit parameters affects the transmission dimensions, efficiency and cost parameters.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, гидрообъемная передача.

Keywords: tractor, transmission, hydrostatic transmission.

ВВЕДЕНИЕ

Одними из результатов синтеза кинематической схемы двухпоточной трансмиссии класса CVT для тракторов являются предварительные требования к параметрам гидравлического насоса и мотора. Это скорости вращения и передаваемые мощности через гидравлический контур на каждом из скоростных диапазонов работы трактора. И если КПД механических узлов трансмиссии меняются не существенно, то, учитывая значительную зависимость КПД гидравлического контура от параметров его регулирования, следующим этапом должны стать расчеты и выбор типоразмера гидромашин, удовлетворяющих требованиям работы разработанной схемы трансмиссии. На рис. 1 и 2 показаны параметры КПД аксиально-поршневых насосов и моторов производства Bosch Rexroth.

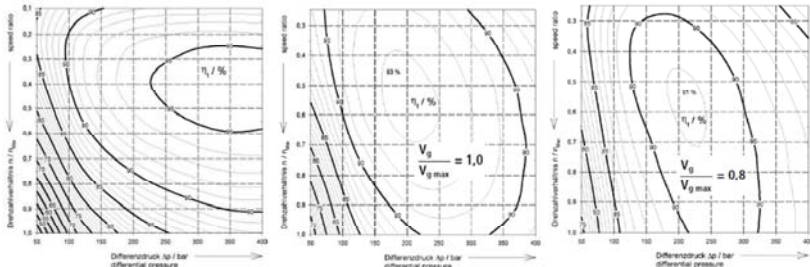


Рисунок 1 – Параметры КПД мотора (слева), параметры КПД насоса при максимальном рабочем объеме (по центру), параметры КПД насоса при рабочем объеме 80 % от максимального (справа)

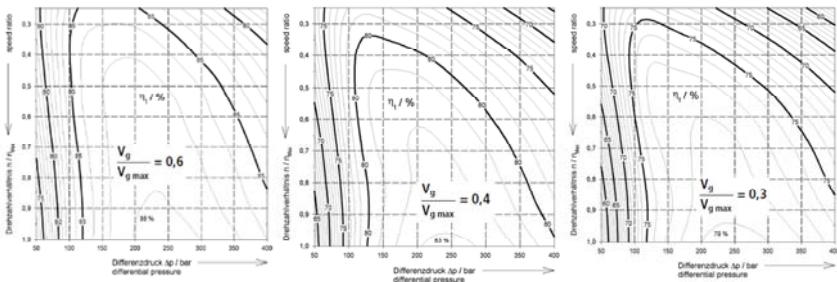


Рисунок 2 – Параметры КПД насоса при рабочем объеме 60% от максимального (слева), параметры КПД насоса при рабочем объеме 40 % от максимального (по центру), параметры КПД насоса при рабочем объеме 30 % от максимального (справа)

Как видно из графиков, наилучшие параметры работы насоса – это диапазон вращения 50–100 % от максимальной скорости при давлении 150–350 bar. Эти же параметры позволяют получить высокие показатели и для гидравлического мотора. При других параметрах КПД значительно уменьшается. Также по рекомендациям производителей не рекомендуется превышать рабочие давления 320–350 bar при работе в постоянном режиме для обеспечения высокой долговечности и надежности работы гидравлических машин.

При решении прикладных задач вопрос сводится не только к расчету требуемых параметров компонентов, но и к их выбору из существующих в производстве. Также при этом свои ограничения накладывают требования по обеспечению работы системы управления, прогнозные показатели изменения параметров с течением времени эксплуатации, такие как уменьшение объемного КПД гидравлических машин, совместная работа узлов с другими системами.

В качестве примера, в табл. 1 приведены данные для сопоставления и выбора параметров регулируемого аксиально-поршневого насоса для совместной работы в гидрообъемной передаче трансмиссии с гидравлическим мотором с удельным объемом 125 см³. Для компенсации изменения объемного КПД в течении всего срока службы трактора максимальный параметр регулирования насоса выбран равным 85 %, иначе в определенных режимах переключение режимов трансмиссии станет невозможным. В таблице приведены все существующие в производстве Bosch Rexroth насосы для систем привода трансмиссии с удельным объемом не менее 125 см³, которые применимы в тракторах мощностью свыше 300 л. с.

Таблица 1 – Технические характеристики регулируемого аксиально-поршневого насоса и гидравлического мотора

Тип гидравлической машины	Рабочий объем, см ³	Параметр регулирования, %	Скорость вращения, мин ⁻¹	Объемная подача, л/мин	Максимальная мощность, кВт
Насос	125	85	3000	318	227
	145,3	85	2700	334	239
	175,4	85	2650	394	283
Мотор	125	100	4000	500	333

Из табл. 1 видно, что регулируемый гидравлический насос с мотором удельного объема, из-за низкой допустимой скорости вращения, может обеспечить только 63,6 % максимально допустимого потока мотора. То есть даже максимальная скорость вращения мотора будет всего 2520 мин⁻¹. Это приведет к работе мотора в зоне пониженного КПД при частичной загрузке.

Еще одним требованием к бесступенчатой двухпоточной трансмиссии трактора является необходимость ее работы не только при номинальной скорости двигателя внутреннего сгорания (1900–2200 мин⁻¹), но и на пониженных оборотах в точке максимального крутящего момента (1400–1600 мин⁻¹) и даже ниже. Это необходимо для возможности работы в экономичном режиме двигателя внутреннего сгорания при любой его загрузке. В табл. 2 показаны параметры различных гидравлических пар насосов и моторов при работе двигателя внутреннего сгорания на пониженных на 30 % скоростях вращения, что примерно соответствует точке наилучшей топливной экономичности.

Таблица 2 – Параметры различных гидравлических пар насосов и моторов при работе двигателя внутреннего сгорания на пониженных на 30 % скоростях вращения

Рабочий объем насоса/мотора, см ³	Скорость вращения насоса, мин ⁻¹	Скорость вращения мотора, мин ⁻¹	Диапазон передаточных чисел гидравлического контура	Объемная подача насоса, л/мин	Максимальная мощность гидрообъемного контура, кВт
125/125	2080	±1645	±1,263	221	159
145/125	2080	±1912	±1,087	234	167
175/125	2040	±2250	±0,906	276	198

По результатам расчета, получена максимально возможная мощность, которую способен передать гидравлический контур двухпоточной трансмиссии. Т. к. мощность меняется в зависимости от передаточного числа трансмиссии, после предварительной оценки гидравлических машин необходимо провести расчет КПД трансмиссии и определить давление в гидравлическом контуре. Наиболее нагруженным режимом для гидравлического контура будет режим с наименьшим расходом масла в контуре, где для передачи необходимой

мощности потребуются большее давление. На рис. 3–5 показаны графики, построенные по результатам расчета КПД трансмиссии и давления в гидравлическом контуре для различных гидравлических пар.

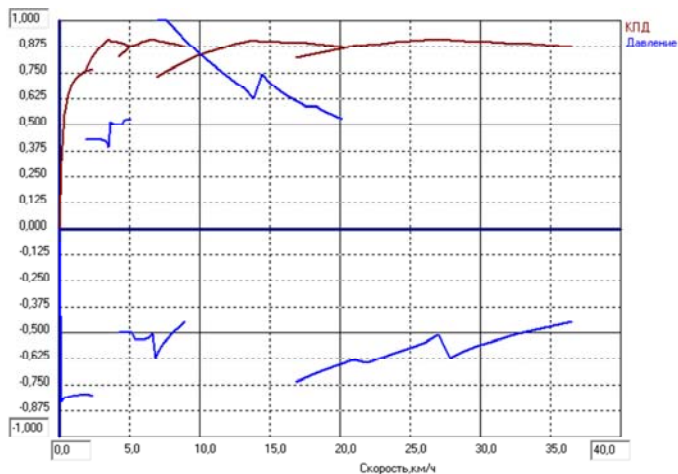


Рисунок 3 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 125 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

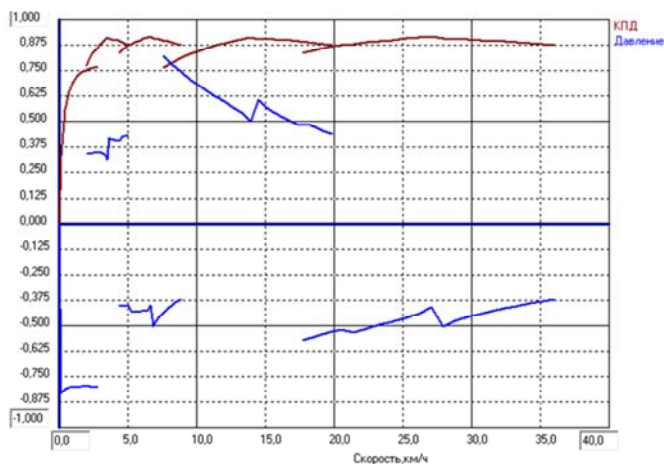


Рисунок 4 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 145 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

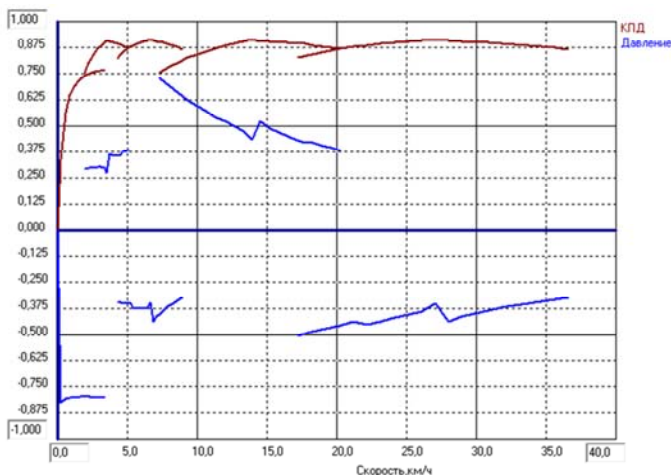


Рисунок 5 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 175 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

Из графиков на рисунках 3 и 4 видно, что давление гидравлических пар 125–125 и 145–125 см³ при работе в одном из режимов достигает 430 bar и 357 bar соответственно. Что не соответствует ранее принятому ограничению в 350 bar. Для гидравлического контура 175–125 см³ максимальное давление составляет 318 bar. Но при этом гидравлическая пара 145–125 см³ позволяет получить более высокий общий КПД трансмиссии за счет того, что имеет более высокое среднее давление. Данная гидравлическая пара также может быть использована в конструкции, но при условии составления алгоритмов управления, исключающих работу в режиме, где давление превышает 350 bar.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор рациональных параметров гидравлического насоса и мотора гидрообъемного контура двухпоточной трансмиссии трактора представляет собой комплексную задачу, выполняемую на этапе структурного анализа и предварительных расчетов, где в качестве входных параметров используются результаты кинематических и силовых расчетов трансмиссии, а также допустимые параметры гидравлических машин, представленных у производителей. В каче-

стве результата служит определение типоразмеров насоса и мотора, модели которых уже в свою очередь могут быть переданы для разработки конструкции трансмиссии. Режим, который наиболее влияет на типоразмер гидравлических машин – это работа с полной нагрузкой в точке максимального крутящего момента двигателя внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Entwicklung der Hydraulik für mobile Anwendungen // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 1997. – №4. – С. 228–232.
2. Rückblick auf Entwicklungsschwerpunkte der Traktorhydraulik // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 1999. – №10 – С. 704–713.
3. Stufenlose Getriebe für den Serieneinsatz // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2000. – № 6 – С. 394–397.
4. Stufenloses hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2002. – № 3.– С. 154–158.
5. Neues Konzept für leistungsverzweigtes Getriebe // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2010. – С. 14–16.

Представлено 06.06.2024

УДК 623.437.42: 629.3.018

**МЕТОДИКА УПРОЩЕННОГО ТЕПЛООВОГО
РАСЧЕТА ФРИКЦИОННОЙ ГИДРОУПРАВЛЯЕМОЙ
МУФТЫ ТРАКТОРА**

**METHOD OF SIMPLIFIED THERMAL CALCULATION
OF A TRACTOR FRICTION HYDRAULIC CLUTCH**

**Ченьхой Чжао, Козлова О. Л.,
Ключников А. В.**, канд. техн. наук,
ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Chenhui Zhao, O. Kozlova, A. Kliuchnikov, Ph. D. in Eng.,
LLC «YTO Technology Blr»,
Industrial Park «Great Stone», Minsk, Belarus

Одним из узлов современных тракторных трансмиссий являются гидроуправляемые фрикционные муфты, которые служат как для смены передач, так и для трогания трактора с места. При этом режим трогания с места трактора в составе машинно-тракторного агрегата для некоторых муфт является определяющим при выборе конструктивных параметров. Расчет тепловой нагрузки является трудозатратным и требует значительного времени. Поэтому на начальных этапах проектирования эти параметры могут быть оценены по предлагаемому упрощенному расчету.

One of the components of modern tractor transmissions are hydraulically controlled friction clutches, which are used both for changing gears and for starting the tractor. At the same time, the mode of starting the tractor as part of a machine-tractor unit for some couplings is decisive when choosing design parameters. Calculation of thermal load is labor-intensive and requires considerable time. Therefore, at the initial stages of design, these parameters can be estimated using the proposed simplified calculation.

Ключевые слова: тепловой расчет, фрикционная муфта, главная муфта сцепления.

Keywords: thermal calculation, friction clutch, master clutch.

ВВЕДЕНИЕ

В современных трансмиссиях энергонасыщенных тракторов для переключения передач и диапазонов применяются гидруправляемые фрикционные муфты. Они используются не только для переключения передач, но и для трогания трактора с присоединённым орудием с места на различных рабочих операциях при различных дорожных условиях. При этом в некоторых схемах трансмиссий могут быть последовательно включены две и даже три муфты, передающих мощность на колеса. Каждая из муфт имеет свои режимы нагружения, которые влияют на выбор ее параметров. Так, муфты коробки передач, которые связаны с двигателем, нагружены его крутящим моментом и вращаются с достаточно высокими скоростями. Муфты диапазонных редукторов, расположенные перед главной конической передачей, могут быть нагружены как по сцеплению для диапазонов низких скоростей, так и по двигателю для транспортных диапазонов. Такие трансмиссии являются автоматическими, поэтому для работы системы управления важно определить допустимые режимы функционирования, при которых обеспечивается требуемая надежность и долговечность узлов. Один из режимов, который должен быть проанализирован – это режим трогания с места. При этом можно определить рациональные условия эксплуатации, определить, какая из муфт, коробки передач или диапазонного редуктора, должна использоваться в качестве главной, то есть замыкаться в последнюю очередь для разгона всего машинно-тракторного агрегата. Также определяется номер наивысшей передачи, при котором допустимо трогаться с места.

Существует несколько методик расчета теплового режима главных муфт. В данной методике предлагается скомбинировать несколько методик для получения необходимых параметров. Так, в начале рассчитывается работа сил трения муфты для ее полного замыкания и разгона машинно-тракторного агрегата требуемой массы.

Масса машинно-тракторного агрегата:

$$m_{\text{МТА}} = m_{\text{тр}} + m_{\text{тр}},$$

где $m_{\text{тр}}$ – масса трактора, кг;

$m_{\text{пр}}$ – масса прицепа, кг.

Момент сопротивления приведенный к валу фрикциона, Н·м:

$$T_{\psi} = \frac{\psi \cdot m_{\text{МГА}} \cdot g \cdot R_{\text{зк}}}{u_{\text{зМ}} \cdot u_{\text{ф2}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{зМ}}},$$

где ψ – коэффициент сопротивления перемещению;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$R_{\text{зк}}$ – радиус заднего колеса, м;

$u_{\text{зМ}}$ – передаточное число заднего моста;

$u_{\text{ф2}}$ – передаточное от фрикциона до выхода;

η_1 – коэффициент полезного действия цилиндрических передач от фрикциона до выхода;

$\eta_{\text{зМ}}$ – коэффициент полезного действия заднего моста.

Если момент сопротивлению движения тракторного агрегата, приведенный к валу включаемой фрикционной муфты больше момента ДВС, приведенного к валу фрикционной муфты, то за расчетный принимается меньший из моментов.

Коэффициент загрузки двигателя:

$$k_3 = \frac{T_{\psi}}{T_{\text{max_прив}}},$$

где $T_{\text{max_прив}}$ – максимальный крутящий момент двигателя приведенный к валу фрикциона, Н·м.

Момент инерции поступательно движущихся масс МГА, приведенный к оси задних колес трактора, кг·м²:

$$J_a = m_{\text{МГА}} \cdot R_{\text{зк}}^2.$$

Суммарный момент инерции приведенный к валу фрикционной муфты, кг·м²:

$$J_{\text{прив_фм}} = J_a \cdot \frac{K_m}{u_{\text{зм}}^2 \cdot u_{\text{ф2}}^2},$$

где K_m – коэффициент учета вращающихся масс.

Износ рабочих поверхностей и нагрев фрикционной муфты зависит от работы буксования.

Работа буксования, Дж:

$$A_6 = 0,5 \cdot J_{\text{прив_фм}} \cdot \omega_{\text{max_прив}}^2 \cdot \frac{T_{\text{max_прив}}}{T_{\text{max_прив}} - T_{\psi}},$$

где $\omega_{\text{max_прив}}$ – угловая скорость вращения на валу фрикциона, рад/сек.

Далее определяется нагрев фрикционных и стальных дисков фрикционной муфты. Число дисков может быть определено из условий передачи необходимого крутящего момента конкретной фрикционной муфты и рекомендованного коэффициента запаса [1].

Число пар трения:

$$Z_{\text{тр}} = Z_c + Z_n + 1,$$

где Z_c – число стальных дисков;

Z_n – число дисков с накладками.

Далее определяется коэффициенты распределения теплового потока между стальными дисками K_{λ_c} и дисками с накладками K_{λ_n} при включении фрикционной муфты в соответствии с коэффициентами теплопроводности материалов дисков:

$$K_{\lambda_c} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_n \cdot c_n \cdot \rho_n}{\lambda_c \cdot c_c \cdot \rho_c}} \right)^{-1},$$

где λ_n, λ_c – коэффициент теплопроводности диска с фрикционными накладками и стального диска соответственно, Вт/м·К;

c_n, c_c – удельная теплоемкость накладки и стали соответственно, Дж/кг·К,

ρ_n, ρ_c – плотность накладки и стали соответственно, кг/м³.

$$K_{\lambda n} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_c \cdot c_c \cdot \rho_c}{\lambda_n \cdot c_n \cdot \rho_n}} \right)^{-1}.$$

После этого рассчитывается среднее объемное повышение температуры стальных ΔT_c и фрикционных дисков ΔT_n за одно включение

$$\Delta T_c = K_{\lambda c} \cdot \frac{A_b}{c_c \cdot \rho_c \cdot b_c \cdot A_{тр} \cdot Z_{тр}},$$

где b_c – толщина стального диска, м;

$A_{тр}$ – площадь поверхности трения, м².

$$\Delta T_n = K_{\lambda n} \cdot \frac{A_b}{c_n \cdot \rho_n \cdot b_n \cdot A_{тр} \cdot Z_{тр}},$$

где b_n – толщина диска с накладками, м,

Средняя температура диска в конце буксования, °С:

$$T_{дк} = T_{нач} + \Delta T_n,$$

где $T_{нач}$ – начальная температура дисков, °С.

Также может быть рассчитано допустимое количество включений, произведенных подряд и время между включениями муфты, при достижении предельной температуры.

Время охлаждения дисков, сек:

$$\tau_o = \frac{c_c \cdot b_c}{c_m \cdot f \cdot k \cdot \xi} \cdot \ln \left(\frac{T_{дк} - T_{мн}}{T_{нач} - T_{мн}} \right).$$

В связи с наличием каналов на поверхностях трения дисков фрикционных устройств, работающих в масле, при практических расчетах необходимо учитывать только фактическую площадь трения, т. е. площадь трения диска без площади, занятой каналами.

Коэффициент площади диска, занятого каналами:

$$f = 1 - \frac{(a_k - h_k)^2}{a_k^2}.$$

Расчеты проводятся для различных эксплуатационных условий и по полученным результатам принимаются решения по приемлемым параметрам, таким как толщина дисков, их количество, которые далее используются для разработки конструкции фрикционной муфты. Режимы, на которых не обеспечивается работоспособность при трогании, например, старт на передаче с низким передаточным числом должны быть учтены в системе управления и диагностики для исключения перегрева. При наличии нескольких последовательно включенных муфт, по данной методике можно проанализировать, какую из муфт рациональнее использовать в качестве главной муфты для трогания машинно-тракторного агрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оценка работоспособности фрикционной муфты сцепления коробки передач с переключением под нагрузкой, которая используется для трогания с места является важной задачей на ранних стадиях проектирования. Предложенная методика позволяет за короткое время провести такую оценку и, при необходимости, изменить параметры либо порядок включения муфт на каждом из возможных режимов работы трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельцерман, И. М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Онопко. – М. : Машиностроение, 1965. – 240 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / М. : Машиностроение, 2006. – т. 2. – 941 с.

3. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский [и др.]; под ред. Ф. Р. Геккера и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 339 с.

4. Чудаков, Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950.

Представлено 06.06.2024

УДК 62-592.52

АНАЛИЗ ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ СОЧЛЕНЕННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

ANALYSIS OF THE POTENTIAL BRAKING QUALITIES OF AN ARTICULATED TROLLEYBUSON

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
А. Pavarekha, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Динамика движения сочлененных машин отличается от аналогичных процессов для одиночных транспортных средств, поэтому особенности движения сочлененных средств пассажирского транспорта на переходных режимах являются актуальным предметом исследований. Данная работа связана с определением потенциально возможных тормозных качеств сочлененного трехосного троллейбуса.

The dynamics of movement of articulated vehicles differs from similar processes for single vehicles, therefore, the features of movement of articulated means of passenger transport in transitional modes are an urgent subject of research. This work is related to the determination of the potentially possible braking qualities of an articulated three-axle trolleybus.

Ключевые слова: торможение, удельная тормозная сила, эффективность торможения, троллейбус, тормозная сила.

Keywords: braking, specific braking force, braking efficiency, trolleybus, braking force.

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, одним из эксплуатационных факторов, влияющих на тормозные качества транспортных средств, являются дорожные условия, определяемые коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью. Величина потенциально реализуемой тормозной силы определяется произведением нормальной реакции на колесе на максимальное значение коэффициент сцепления [1]. Чаще всего максимальное значение коэффициента сцепления для определенного дорожного фона принимается постоянным, однако при более детальной оценке взаимодействия колеса с опорной поверхностью следует учитывать его зависимость от конструктивных параметров шины, силовых и кинематических параметров ее работы в процессе движения [2].

При функциональном анализе динамики торможения транспортных средств коэффициент сцепления считается переменным и определяется как изменение удельной тормозной силы от скольжения колеса. Его часто называют коэффициентом использования сцепного веса. Для шин современных автомобилей зависимости имеют вид, представленный на рис. 1, и при моделировании часто аппроксимируются экспоненциальными зависимостями вида

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot (1 - e^{-k \cdot s}).$$

Устойчивость движения сочлененного троллейбуса в процессе торможения зависит от правильного выбора величин и соотношения тормозных сил, а также согласованной работы тормозных систем отдельных его звеньев. При этом наибольшую опасность с точки зрения устойчивости представляет случай блокирования колес задней оси тягача. Кроме того, известно, что усилия сжатия в связывающем тягач и прицеп элементе увеличивают, а усилия растяжения уменьшают занос тягача.

Наличие относительной подвижности звеньев, как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости приводит к достаточно сложному характеру изменения нормальных нагрузок на мосты и, соответственно, реализуемых тормозных сил, в различных условиях эксплуатации, различной загрузке троллейбуса и эффективности торможения.

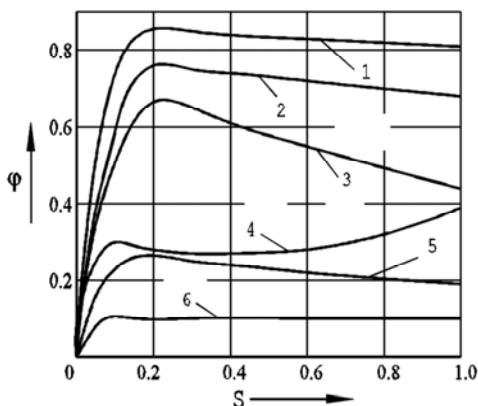


Рисунок 1 – Влияние дорожного фона и скольжения шины на реализуемый колесом коэффициент сцепления:

- 1 – сухое асфальтобетонное покрытие; 2 – твердая грунтовая дорога;
 3 – мокрое асфальтобетонное покрытие; 4 – рыхлый снег;
 5 – укатанная снежная дорога; 6 – ледяное покрытие

Кроме этого, следует иметь ввиду необходимость поддержания требуемых соотношений тормозных сил по мостам, которые регламентируются предписаниями нормативных документов [3–4].

Самым наилучшим с точки зрения как эффективности торможения, так и сохранения устойчивости движения было бы обеспечение равенства удельных тормозных сил по мостам транспортного средства независимо от его загрузки и условий движения при торможении. Для сочлененного троллейбуса это условие выглядит следующим образом:

$$\gamma_1 = \frac{F_1}{N_1} = \gamma_2 = \frac{F_2}{N_2} = \gamma_3 = \frac{F_3}{N_3}, \quad (1)$$

где γ_i – удельная тормозная сила соответствующего моста троллейбуса; N_i – нормальная реакция на колесах соответствующего моста; F_i – тормозная сила, реализуемая i -м мостом троллейбуса.

С учетом допущения об отсутствии податливостей в соединении звеньев троллейбуса можно записать, что в установившемся режиме торможения замедление сочлененного троллейбуса определяется следующим образом:

$$x''_{ст} = x''_т = x''_п = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{m_т + m_п} = \frac{\gamma_1 \cdot N_1 + \gamma_2 \cdot N_2 + \gamma_3 \cdot N_3}{m_т + m_п}.$$

Для решения вышеприведенных уравнений необходимо задаться критерием выбора распределения тормозных сил по мостам сочлененного троллейбуса. Расчет тормозных сил может вестись двумя путями:

- в первом случае тормозные силы, развиваемые в пятнах контакта шин с дорогой, определяются с учетом приходящегося на колеса веса и коэффициента сцепления с дорогой;

- во втором случае рассматриваются характеристики реальной тормозной системы и оцениваются выходные параметры процесса торможения сочлененной машины.

С целью обеспечения наибольшей эффективности торможения при определении выходных характеристик тормозных механизмов целесообразно исходить из условий максимального использования сцепного веса, приходящегося на колеса транспортного средства в установившемся режиме торможения. В этом случае условие (1) выглядит следующим образом:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \varphi_{max},$$

где φ_{max} – максимально возможный по условиям сцепления коэффициент сцепления шин с дорогой.

Тогда максимально возможное замедление машины:

$$x''_{ст} = x''_т = x''_п = g \cdot \varphi_{max}. \quad (2)$$

Подставляя значения замедлений (2) в выражения для определения нормальных реакций и усилий в соединительных элементах звеньев, можно записать:

$$\begin{aligned}
 N_{\text{сц}} &= \frac{m_{\text{п}} \cdot g \cdot (l_3 + \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{п}})}{l_{\text{сц}} + l_3 + \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{сц}}}, \\
 N_3 &= \frac{m_{\text{п}} \cdot g \cdot (l_{\text{сц}} - \varphi_{\text{max}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{сц}}))}{l_{\text{сц}} + l_3 + \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{сц}}}, \\
 N_2 &= \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot (l_1 - \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{т}}) + N_{\text{сц}} \cdot (l_1 + l_{\text{ст}} - \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{сц}})}{l_1 + l_2}, \\
 N_1 &= \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot (l_2 + \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{т}}) - N_{\text{сц}} \cdot (l_{\text{ст}} - l_2 - \varphi_{\text{max}} \cdot h_{\text{сц}})}{l_1 + l_2}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Тормозные силы, исходя из условия максимального использования сцепного веса, определяются следующим образом

$$F_1 = \varphi_{\text{max}} \cdot N_1; \quad F_2 = \varphi_{\text{max}} \cdot N_2; \quad F_3 = \varphi_{\text{max}} \cdot N_3, \tag{4}$$

где значение нормальных реакций вычисляются согласно выражениям (3).

Для оценки требуемой эффективности тормозных механизмов мостов согласно выражениям (4) построены графические зависимости тормозных сил по сцеплению, реализуемых на колесах мостов при различных сцепных условиях для груженого и в снаряженном состоянии троллейбуса (рис. 2).

Необходимые для максимальной реализации сцепных качеств тормозные моменты тормозных механизмов могут быть найдены из выражений:

$$M_{\text{т}i} = N_i \cdot \varphi_i \cdot r_{\text{ди}i}, \tag{5}$$

где i – индекс, соответствующий номеру моста троллейбуса; $r_{\text{ди}i}$ – динамический радиус соответствующего колеса.

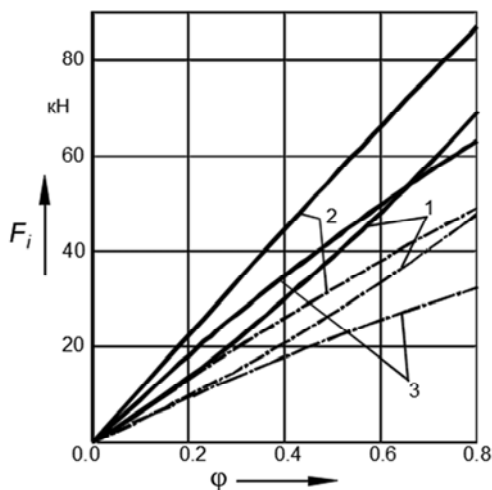


Рисунок 2 – Идеальное распределение тормозных сил по мостам сочлененного троллейбуса при различных сцепных условиях:

— грузеный; - - - - - снаряженный; 1, 2, 3 – номера мостов

Графические зависимости тормозных моментов (5) на колесах мостов при реализации их сцепных качеств для грузеного и в снаряженном состоянии троллейбуса представлены на рис. 3.

Как видно из представленных зависимостей величины тормозных сил и моментов на мостах сочлененного троллейбуса зависят от эффективности торможения троллейбуса и его загрузки. При этом следует отметить различный характер распределения тормозных сил для грузеного и снаряженного троллейбуса. Так, для грузеного троллейбуса характерным во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления является наибольшее значение тормозной силы для среднего моста троллейбуса. Так, для $\phi = 0,8$ реализуемая колесами моста тормозная сила составляет 86,95 кН. Тормозные силы на первом и третьем мостах близки друг к другу, а в диапазоне $\phi = 0,6-0,7$ практически одинаковы. При $\phi = 0,8$ тормозные силы составляют $F_1 = 69,37$ кН и 63,5 кН для первого и третьего мостов соответственно.

является наиболее характерным для эксплуатации троллейбуса в городских условиях. В этом случае тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами колес мостов сочлененного троллейбуса имеют значения: передний мост – $M_{т1} = 18,2$ кН·м; средний мост – $M_{т2} = 22,8$ кН·м; задний мост – $M_{т3} = 16,7$ кН·м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные поезда / П. П. Артемьев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – М: Машиностроение, 1982. – 181 с.
2. Бойков, В. П. Повышение эффективности эластичных движителей тракторов и сельскохозяйственных машин : автореферат диссертации на соискание ученой степени д. т. н. / Белорусский политехн. ин-т. – Минск, 1987. – 42 с.
3. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН № 13 (10) / Пересмотр 6. Введ. 01.07.10. Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2010. – 280 с.
4. ГОСТ 22895-77. Государственный Стандарт Республики Беларусь. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: Введ. 01.01.81. – Минск : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. – 20 с.

Представлено 03.05.2024

УДК: 631.312.54 : 626.862.6

ИННОВАЦИОННАЯ АГРОТЕХНОЛОГИЯ В ХЛОПКОВОДСТВЕ ТУРКМЕНИСТАНА

INNOVATIVE AGROTECHNOLOGY IN COTTON GROWING IN TURKMENISTAN

Данатаров А.¹, канд. техн. наук, ст. преп.,
Таганов Ч. Х.², канд. техн. наук, ст. преп.,
Мыратбердиев Я.², ст. преп., **Рустамов С.³**, преп.,
Овезмырадов Э.², ст. преп.,

¹Военный институт имени Сапармурада Туркменбаши Великого
Министерства обороны Туркменистана, г.Ашгабат, Туркменистан,

²Туркменский государственный архитектурно-строительный
институт, г.Ашгабат, Туркменистан,

³Туркменский сельскохозяйственный институт,
г.Дашогуз, Туркменистан,

A. Danatarov¹, Ph. D. in Eng., Senior Lecturer,
Ch. Taganov², Ph. D. in Eng., Senior Lecturer,
Y. Myratberdiev², Senior Lecturer, S. Rustamov³, Lecturer,
E. Ovezmyradov², Senior Lecturer,

¹Military Institute named after Saparmurad Turkmenbashi of the Great
Ministry of Defense of Turkmenistan, Ashgabat, Turkmenistan,

²Turkmen State Architecture and Construction Institute,
Ashgabat, Turkmenistan,

³Turkmen Agricultural Institute, Dashoguz, Turkmenistan

В работе освещены вопросы обеспечения энерго-, влаго-, почво- и ресурсосбережения в условиях земледелия Туркменистана, путем создания универсальных агромелиоративных машинных агрегатов нового поколения для внутривсходового внесения жидких удобрений и совершенствования их механико-технологических особенностей, а также научных и агротехнических основ повышения плодородия почвы с учетом снижения трудовых, энергетических и материально-денежных затрат, направленных на получение устойчивых и гарантированных урожаев хлопчатника.

The work covers the issues of ensuring energy, water, soil and resource conservation in the conditions of farming in Turkmenistan, creating universal agro-meliorative machine units of a new generation for intrasoil application of liquid organo-mineral fertilizers and improving their mechanical and technological characteristics, as well as scientific and agrotechnical bases increase in soil fertility, taking into account the reduction of labor, energy and material costs, aimed at obtaining sustainable and guaranteed yields cotton.

Ключевые слова: *ресурсосбережения, энергетическая эффективность глубокого рыхления, формы и параметров стоек, плодородия орошаемых почв.*

Keywords: *resource saving, energy efficiency of deep loosening, shape and parameters of racks, fertility of irrigated soils.*

ВВЕДЕНИЕ

В условиях ведения интенсивного орошаемого земледелия сельскохозяйственные машины должны быть оснащены такими рабочими органами, при создании которых максимально учитывались бы условия оптимизации биологических процессов возделывания сельскохозяйственных культур в принятых специализированных севооборотах. Исходные данные для разработки комплекса машин и отдельных орудий – почвенно-климатические условия региона и технологические особенности выращивания полевых культур. Агротехнические допуски и ограничения формулируют с учетом требований по предупреждению водной и ветровой эрозии, сохранения плодородия почв, увеличения процентного содержания гумуса, исключения вредного воздействия на окружающую среду [1].

На современном этапе интенсификации земледелия наиболее перспективны в мелиоративном улучшении земель посредством проведения кротования и глубокого рыхления. Глубокое рыхление тяжелых почв всегда сопровождается большим расходом топлива из-за высокого сопротивления почвы разрушению.

РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НАРЕЗЧИКА АЭРАЦИОННОГО ДРЕНАЖА И КУЛЬТИВАТОР РАСТЕНИЕПИТАТЕЛЯ

Положительно сказалось рыхление-кратование на водопроницаемость почвы. Установлено, что воздействие аэрационного дренажа (АД) снижалось с течением времени, т.е. практически на 4-м году эксплуатации коэффициент фильтрации стабилизировался, значительно превышая контрольный вариант.

В производственных условиях восстановление деградированных уплотненных почв на орошаемых землях рекомендуется осуществлять путем комплексной мелиорации, включающей глубокое рыхление и нарезки АД, которые воплощены в новой конструкции нарезчика аэрационного дренажа (НАД). Установлена закономерность изменения плотности, влагоемкости и фильтрационных свойств почвогрунтов в процессе нарезки АД. Определено влияние НАД-2-60 на изменение плотности почвы, ее водного и температурного режимов [2].

Экономическая эффективность АД может быть определена по трем основным составляющим: экономическая эффективность от применения новой конструкции и технологии его нарезки; экономическая эффективность от прибавки урожая сельскохозяйственных культур; экономия промывной и поливной воды. При этом значительно улучшается экологическая обстановка, сокращается поливная 20–30 % и промывная норма до 50–75 %, предотвращаются повышения уровня грунтовых вод и процесс засоления.

Таким образом, процесс рыхления почвы под рядковый посев хлопчатника должен производиться на глубину 50 см, причем верхний клин-деформатор должен проходить на глубине 35 см от горизонта иметь ширину 35 см, а ширина нижнего клина-деформатора должна составлять 20 см. В результате, в плотной почве образуется трапецеидальная, расширяющаяся кверху траншея, глубиной 50 см, шириной, понизу 20 см и шириной по верху 50–55 см, заполненная комьями разрыхленной почвы.

Результаты исследований использованы при разработке принципиально новых конструкций, в котором глубокое рыхление грунта сочетается с одновременным внутривредным внесением жидкого органоминерального удобрения (ЖОМУ) нужного состава

ва, оборудования НАД-2-60М и культиватор растениепитатель КР-5-40 (рис. 1, 2).

КР-5-40 устройство для внесения жидких минеральных удобрений (ЖМУ) в прикорневую зону посевов предназначено для разрушения плужной подошвы, введению питательных веществ в корневую систему, углубления пахотного горизонта почвы и глубокого безотвального рыхления почвы на глубину от 30 до 40 см, с целью сохранения влаги в осенне-зимний период [3]. При использовании жидких удобрений из него корневая система хлопчатника быстрее развивается, глубже проникает в почву. Результаты теоретических исследований технологического процесса мелиоративного рыхления почв, выполненных на основе разработанной в работе системы управления характеристиками рабочих органов рыхлителей и режимами их работы, позволяют сделать вывод о практической возможности создания почвенного профиля с заданными параметрами [4].



Рисунок 1 – Общий вид НАД-2-60М



Рисунок 2 – Общий вид КР-5-40

Новизна технологических и технических решений защищена авторской свидетельством и подтверждена 3 патентами Туркменистана на изобретения.

Глубокое рыхление тяжелых почв всегда сопровождается большим расходом топлива из-за высокого сопротивления почвы разрушению. Научными исследованиями и экспериментальными работами в области глубокого рыхления доказано, что в условиях прочных почв наименее энергоёмко (имеет относительно минимальное сопротивление рыхлению) плоское резание грунта параллельно

почвенному горизонту двухъярусным ножом с долотообразными режущими деформаторами, расположенными так, чтобы как на верхнем ярусе, так и на нижнем ярусе происходило послойное резание почвы с её сколом, направленным вперёд и вверх, то есть в сторону свободной поверхности, при этом происходит резание с выпором срезаемой грунтовой стружки в сторону с меньшим сопротивлением, то есть вверх. После прохода такого двухъярусного рыхлителя уплотнение грунта не происходит, а образовавшаяся траншея в поперечном сечении представляет собой трапецеидальную, расходящуюся к верху форму, заполненную комьями разрыхлённой почвы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Мощностные показатели экспериментальных рабочих органов в полевых условиях целесообразно определять методом замера расхода топлива двигателем трактора. Расход топлива, отнесенный к показателю полноты рыхления, имеет прямую зависимость от ширины долота, однако, рабочий орган с двухъярусным расположением долот имеет менее интенсивный рост. При работе опытного образца глубокорыхлителя с трактором «Case» при глубине рыхления почвы 0,6–0,7 м и рабочей скорости 0,8–1,0 м/с, расход топлива составил 29,9 кг/га. Прибыль при возделывании хлопчатника по глубокому рыхлению в среднем в 1,3 раза превышает, чем при обычной обработке.

Для увеличения эффективности использования атмосферных осадков осенне-зимнего периода до 30 % и снижения затрат оросительной воды на эту же величину глубокое рыхление осуществляется поздней осенью. Для обеспечения качественного разрыхления почвы глубокое рыхление осуществляется при оптимальной влажности для крошения почвы, соответствующей 17–23 % на тяжелых почвах, при более высоком уровне влажности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Салдаев, А. М. Теоретическое обоснование параметров рабочего органа для щелевания почвы / А. М. Салдаев, А. П. Сапунков // Повышение плодородия орошаемых почв при интенсивном использовании. – Волгоград, НПО «Орошение», 1989.

2. Данатаров А., Илгелдиев Д., Асдангулыев М., Османов Б. Энергосберегающая технология и система машин для выращивания хлопчатника в условиях Туркменистана / А. Данатаров [и др.] // «Молодой ученый». – Казань, 2019.

3. Таганов, Ч. Н. К вопросу универсализации инновационных агро-мелиоративных машин в условиях Туркменистана / Ч. Н. Таганов, А. Данатаров // Агротехника и энергообеспечение. – № 4(41). – Орел : 2023. – С. 136–142.

4. Овезмурадов, Э. Разработка современных систем обработки почвы в условиях аридной зоны / Э. Овезмурадов, А. Данатаров, А. М. Пенджиёв // «Заметки ученого». – № 2. – Южный университет (ИУБиП). – Ростов-на-Дону : 2023.

Представлено 04.05.2024

УДК 629.114

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ
ОТНОШЕНИЙ МЕЖДУ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ
И НАГРУЗОЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ ФИЗИЧЕСКОЙ
МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ
ТРАКТОРА**

METHOD FOR DETERMINING THE GEAR RATIO BETWEEN
THE ELECTRIC MOTOR AND THE LOAD DEVICE
OF THE PHYSICAL MODEL OF THE ELECTROMECHANICAL
TRACTOR POWER TRAIN

Жданович Ч. И.¹, канд. техн. наук, доц.,

Калинин Н. В.², ст. науч. сотр.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

Ch. Zhdanovich¹, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

N. Kalinin², Senior Researcher,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

Предложена методика определения передаточных отношений между электродвигателем и нагрузочным устройством физической модели электромеханической трансмиссии трактора.

A method for determining the gear ratios between the electric motor and the load device of a physical model of an electromechanical power train of a tractor is proposed.

Ключевые слова: асинхронный электродвигатель, генератор постоянного тока, момент, передаточное отношение, сопротивление, ток, ЭДС.

Keywords: *amperage, DC generator, EMF, gear ratio, induction motor, resistance, torque.*

ВВЕДЕНИЕ

В [1] была предложена физическая модель электромеханической трансмиссии трактора BELARUS 3023, включающая в себя асинхронные электрические машины мощностью 2,2–4 кВт. Для асинхронной электрической машины, которую предполагается использовать в качестве физической модели тягового асинхронного электродвигателя трактора (МТАД), требуется нагрузочное устройство (НУ). В [2] в качестве НУ для МТАД предложено использовать электрическую машину постоянного тока независимого возбуждения, работающую в генераторном режиме. Там же установлено, что для нагружения МТАД во всем диапазоне частот его работы необходимо обеспечивать набор передаточных отношений u_p между МТАД и НУ. В [2] был выполнен расчет параметров НУ для заданных конкретных значений u_p . Задача же данной работы – вывести математические зависимости для определения диапазона значений u_p , при которых параметры НУ будут находиться в допустимых пределах.

ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ u_p

В [2] проводились расчеты для работы МТАД АИР100L6 номинальной мощностью 2,2 кВт и номинальной частотой вращения 940 об/мин [3] в диапазоне частот напряжения от 5 до 180 Гц при нагружении его машиной постоянного тока 4ПБМ160МГ04 [4], работающей в генераторном режиме.

Как видно из таблиц [2], при одних и тех же параметрах на МТАД параметры генератора 4ПБМ160МГ04 с уменьшением u_p изменяются следующим образом:

- напряжение и ЭДС $E_{ГП}$ увеличиваются;
- ток $I_{a,ГП}$ уменьшается;
- требуемое сопротивление нагрузки $R_{ц}$ увеличивается.

Значение ЭДС должно находиться в допустимых пределах. Максимальное значение ЭДС должно быть таким, чтобы не превысить допустимое напряжение на выводах генератора.

Выразим из формул [2, (5)] и [2, (8)] значение u_p через ЭДС (c – конструктивная постоянная; Φ – магнитный поток, Вб; $n_{2,МТАД}$ – частота вращения ротора МТАД, об/мин):

$$u_{p(E)} = c \cdot \Phi \cdot n_{2, \text{МТАД}} / E_{\text{ГП}}. \quad (1)$$

Значение $u_{p(E)}$, соответствующее максимально допустимой ЭДС $E_{\text{ГП, max}}$, обозначим как $u_{p(E, \text{max})}$, а значение $u_{p(E)}$, соответствующее минимально допустимой ЭДС $E_{\text{ГП, min}}$, обозначим как $u_{p(E, \text{min})}$.

Значение $u_{p(E)}$ должно находиться в пределах:

$$u_{p(E, \text{max})} \leq u_{p(E)} \leq u_{p(E, \text{min})}.$$

Обозначим как $u_{p(I)}$ передаточное отношение, определяемое по заданному значению тока $I_{a, \text{ГП}}$. Из формул [2, (4), (3)] для допустимого значения тока генератора $I_{a, \text{ГП, доп}}$:

$$u_{p(I)} = \frac{9,55 \cdot c \cdot \Phi \cdot I_{a, \text{ГП, доп}} + M_0}{M_{\text{МТАД}} \cdot \eta_p} = \frac{\frac{30}{\pi} \cdot c \cdot \Phi \cdot I_{a, \text{ГП, доп}} + M_0}{M_{\text{МТАД}} \cdot \eta_p}. \quad (2)$$

Определять $u_{p(I)}$ предлагается для номинального тока, чтобы обеспечить работу НУ в режиме S1 по [5]. Чтобы не были превышены значения ЭДС и тока, должно выполняться условие:

$$u_{p(E, \text{max})} \leq u_p \leq u_{p(I)}.$$

Если $u_{p(I)} < u_{p(E, \text{max})}$, то принимается $u_{p(I)} = u_{p(E, \text{max})}$. При этом будет превышено значение тока, соответствующего $u_{p(I)}$. В таком случае для $u_p = u_{p(E, \text{max})}$ выполняется расчет тока $I_{a, \text{ГП}}$ по формуле [2, (4)], либо рассчитывается $u_{p(I, \text{max})}$ для максимально допустимого тока $I_{a, \text{max}}$ для НУ, при котором он может работать в кратковременном режиме. Если значение тока $I_{a, \text{ГП}}$ будет настолько высоким, что двигатель не сможет работать даже в кратковременном режиме, либо будет $u_{p(I, \text{max})} < u_{p(E, \text{max})}$, то мощность выбранной электрической машины недостаточна для использования её в качестве НУ для МТАД.

В рассматриваемой схеме вся энергия, выработанная генератором НУ, гасится через реостаты. Как видно из таблиц [2], требуется разное значение сопротивления нагрузки $R_{\text{Ц}}$ при одном и том же режиме нагружения МТАД, но разных значениях u_p . Если же допу-

стимый диапазон передаточных отношений ($u_{p(E,\max)} \leq u_p \leq u_{p,l}$ при соблюдении $u_p \leq u_{p(E,\min)}$) достаточно широк, можно выбрать u_p таким, чтобы получить значение $R_{Ц}$ в определенных пределах. Чем меньше диапазон $R_{Ц}$ – тем меньше требуется резисторов, а значит, установка будет проще и дешевле.

В формулу [2, (7)] для определения сопротивления $R_{Ц}$ подставим формулы [2, (3)] и [2, (8)]:

$$R_{Ц} = \frac{9,55 \cdot (c \cdot \Phi)^2 \cdot n_{2,MTAD}}{u_p \cdot (M_{MTAD} \cdot u_p \cdot \eta_p - M_0)} - \sum r. \quad (3)$$

Формулу (3) преобразуем в квадратное уравнение для определения u_p :

$$M_{MTAD} \cdot \eta_p \cdot (R_{Ц} + \sum r) \cdot u_p^2 - M_0 \cdot (R_{Ц} + \sum r) \cdot u_p - 9,55 \cdot (c \cdot \Phi)^2 \cdot n_{2,MTAD} = 0,$$

откуда значение u_p :

$$u_{p(r)} = \frac{R_{Ц} \pm \sqrt{(R_{Ц} M_0)^2 + 4 R_{Ц} M_{MTAD} \eta_p (1 + \sum r) (9,55 (c \Phi)^2 n_{2,MTAD} - M_0 \sum r)}}{2 R_{Ц} M_{MTAD} \eta_p}.$$

Если пренебречь M_0 , то уравнение переписется в виде:

$$M_{MTAD} \cdot \eta_p \cdot (R_{Ц} + \sum r) \cdot u_p^2 - 9,55 \cdot (c \cdot \Phi)^2 \cdot n_{2,MTAD} = 0,$$

откуда:

$$u_{p(R)} \approx c \cdot \Phi \cdot \sqrt{\frac{9,55 \cdot n_{2,MTAD}}{M_{MTAD} \cdot \eta_p \cdot (R_{Ц} + \sum r)}}. \quad (4)$$

Если пренебречь M_0 и $\sum r$, то

$$u_{p(R)} \approx c \cdot \Phi \cdot \sqrt{(9,55 \cdot n_{2,MTAD}) / (M_{MTAD} \cdot \eta_p \cdot R_{\Pi})}.$$

M_0 – это момент, который развивает генератор при отсутствии нагрузки на валу. Чем больше момент генератора, нагружающий МТАД – тем меньше влияет учет M_0 на точность. Поэтому можно обеспечить расчет с достаточной точностью при пренебрежении M_0 . В [6] при расчете момента электрической машины значением M_0 и вовсе предлагается пренебречь.

При пренебрежении сопротивлением Σr всех обмоток генератора, включённых последовательно в цепь якоря генератора, погрешность будет тем больше, чем меньше значение R_{Π} , поэтому при значениях R_{Π} , близких к Σr , ошибка будет существенной и не учитывать Σr будет нельзя.

Таким образом, можно рассчитать диапазон значений $u_{p(R)}$, задавая значения R_{Π} от 0 (при этом $R_{\Pi} + \Sigma r = \Sigma r$; обозначим такое u_p как $u_{p(R=0)}$) до некоторого желаемого предельного значения R_{Π} (обозначим такое u_p как $u_{p(R,max)}$):

$$u_{p(R,max)} \leq u_{p,R} \leq u_{p(R=0)}$$

Работа при $u_p > u_{p(R=0)}$ невозможна, поскольку значение $R_{\Pi} + \Sigma r$ не может быть меньше Σr .

Работа при $u_p < u_{p(R,max)}$ возможна, но потребуется большее значение сопротивления R_{Π} , чем то, при котором было определено значение $u_{p(R,max)}$.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Задается частота напряжения f_1 для МТАД.
2. Определяется момент МТАД M_{MTAD} и обороты МТАД $n_{2,MTAD}$.
3. Рассчитываются значения $u_{p(E,max)}$ и $u_{p(E,min)}$ по формуле (1).
4. Рассчитывается $u_{p(I)}$ по формуле (2).
5. Если $u_{p(I)} = u_{p(E,max)}$, то принимается $u_p = u_{p(I)} = u_{p(E,max)}$.

Если $u_{p(I)} < u_{p(E,max)}$, то принимается $u_p = u_{p(E,max)}$ и при $u_p = u_{p(E,max)}$ определяется ток. Если при $u_p = u_{p(E,max)}$ ток превысит допустимое значение для работы в кратковременном режиме, то выполнять опыт для данных значений f_1 , $n_{2,MTAD}$ и M_{MTAD} невозможно.

Для случая $u_{p(I)} > u_{p(E,max)}$ диапазон передаточных отношений u_p :

$$u_{p(E,max)} \leq u_p \leq \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)}).$$

6. Выполняется расчет $u_{p(R,max)}$ и $u_{p(R=0)}$ по формуле (4).

7. В случае $u_{p(R=0)} < u_{p(E,max)}$ выполнить опыт при заданных значениях f_1 , $n_{2,MTAD}$ и M_{MTAD} невозможно.

При $u_{p(R=0)} = u_{p(E,max)}$ принимается $u_p = u_{p(R=0)} = u_{p(E,max)}$.

В случае $u_{p(R,max)} \geq \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)})$ выбирается $u_{p(R,max)} = \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)})$. Если $u_{p(R,max)} > \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)})$, то потребуется большее значение сопротивления, чем то, для которого определяли $u_{p(R,max)}$.

Если $u_{p(E,max)} < u_{p(R=0)} < \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)})$, то выбирается u_p из диапазона:

$$\max(u_{p(R,max)}, u_{p(E,max)}) \leq u_p \leq \min(u_{p(E,min)}, u_{p(I)}, u_{p(R=0)}).$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана методика и получены зависимости (1), (2), (4) для определения передаточного отношения u_p между МТАД и НУ, обеспечивающего требуемый момент МТАД M_{MTAD} и обороты вала МТАД $n_{2,MTAD}$ для заданной частоты напряжения f_1 при условии, что значения параметров НУ (ЭДС $E_{ГП}$, ток $I_{a,ГП}$, сопротивление нагрузки $R_{ГП}$) будут находиться в допустимых пределах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И. Обоснование параметров физической модели электромеханической трансмиссии трактора / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Актуальные вопросы машиностроения: сб. научн. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]. – Минск, 2023. – Вып. 12. – С. 121–126.

2. Жданович, Ч. И. Определение параметров нагрузочного устройства физической модели трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, электрического транспорта : сборник научных

трудов научно-практической конференции, посвященной 70-летию кафедры «Тракторы», 22–23 января 2024 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.), Ч. И. Жданович, А. С. Поварехо ; сост.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, А. С. Поварехо. – Минск : БНТУ, 2024. – С. 37-53.

3. Трехфазные двигатели серии АИР : [сайт]. – URL: <https://www.mez.by/catalog/asinkhronnye-dvigateli-serii-air-aire/trekhfaznye-dvigateli-serii-air/> (дата обращения: 16.01.2024).

4. Электродвигатель 4ПБМ160МГ 8 кВт 3070/4000 об. 220/110В IM3001 : [сайт]. – URL: https://energo1.com/catalog/elektrodvigateli_postoyannogo_toka/elektrodvigateli_postoyannogo_toka_serii_4p/elektrodvigateli_serii_4pbm/14703/ (дата обращения: 18.01.2024).

5. Машины электрические вращающиеся. Часть 1. Номинальные значения параметров и эксплуатационные характеристики: ГОСТ ИЕС 60034-1-2014. – Взамен ГОСТ МЭК 60034-1-2007; введ. 01.05.2017. – Минск : Госстандарт. – 58 с.

6. Сыромятников, И. А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И. А. Сыромятников; под ред. Л. Г. Мамиконянца. – 4-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.

Представлено 25.06.2024

УДК 629.3.064

**АНАЛИЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО
РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

**ANALYSIS OF AUTOMATIC TIRE PRESSURE CONTROL
SYSTEMS FOR AGRICULTURAL MACHINERY**

Бойков В. П., д-р техн. наук, проф.,
Жданович Ч. И., к-т техн. наук, доц., **Дзёма А. А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Boykov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
Ch. Zhdanovich, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., A. Dzioma, Senior Lecturer
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ существующих систем автоматического регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники, рассмотрены их основные особенности и технические характеристики.

The analysis of the existing systems of automatic tire pressure control in agricultural machinery is carried out, their main features and technical characteristics are considered.

Ключевые слова: шины, давление, автоматическое регулирование, опорная поверхность.

Keywords: tires, pressure, automatic regulation, support surface.

ВВЕДЕНИЕ

Установлено, что регулирование давления воздуха в шинах колесных сельскохозяйственных машин способствует улучшению их тягово-сцепных свойств [1], повышению урожайности и эффективности земледелия за счет меньшего уплотнения почвы колесными движителями при выполнении сельскохозяйственных операций, а также снижению расхода топлива, что в результате приводит к росту экономических показателей сельскохозяйственных предприятий.

Согласно испытаниям, проведенных в Университете прикладных наук Южной Вестфалии (ФРГ), при снижении давления в шинах трактора с 1,8 бар до 0,8 бар при обработке почвы, можно получить на 10 % большее тягового усилия, что приводит к увеличению обработанной площади на 8% и снижению расхода дизельного топлива на 8 % на гектар. В пересчете на часы работы увеличение площади обработки и снижение расхода топлива приводит к экономии до 10 евро в час [2].

Цель работы - анализ существующих систем автоматического регулирования давления воздуха в шинах сельскохозяйственной техники и их технических характеристик.

СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ

Большинство крупнейших мировых производителей сельскохозяйственной техники имеют как полностью интегрированные, так и опционально устанавливаемые системы автоматического регулирования давления в конструкцию современных энергонасыщенных тракторов.

На тракторах *John Deere* (США) применяется интегрированная централизованная система подкачки шин (англ. *Central Tire Inflation System (CTIS)*). Она легко настраивается с помощью дисплея *CommandCenter* трактора и отличается быстрым временем накачивания и спуска воздуха. Внутреннее давление комбинации передних шин 650/60R34 и задних шин 710/75R42 можно увеличить с 0,8 до 1,8 бар менее чем за шесть с половиной минут, в то время как для сброса давления из шины требуется менее четырех минут шины, что обеспечивается внутренним диаметром воздухопроводов [3].

Система регулирования давления в шинах *Fendt VarioGrip* – это полностью интегрированная система от *Fendt* (ФРГ), состоящая из высокопроизводительного двухпоршневого компрессора с водяным охлаждением, радиальных поворотных вводов, расположенных на осях, и специальных клапанов, встраиваемых в колесные диски. Система может применяться как для мостов с фланцевым валом, так и мостов с консольным валом, может применяться и для сдвоенных шин. Управление осуществляется с помощью терминала *Varioterminal*. Давление в шинах для полевых работ и движения по дорогам можно настроить отдельно на каждой оси и сохранить в памяти системы, что позволяет осуществлять регулировку давле-

ния в шинах во время движения. Система информирует оператора, если давление в шинах слишком низкое или слишком высокое.

Помимо давления в шинах, решающее значение для передачи реализации силы тяги имеют также балластировка и рабочая скорость. Для определения оптимальных параметров давления в шинах, массы балласта и скорости движения используется помощник *Fendt Grip Assistant*, который имеет два режима: режим выбора скорости и режим выбора балласта. В режиме выбора балласта в зависимости от типа крепления навесного оборудования, влажности почвы, применяемых шин, используемого навесного оборудования на тракторе *Grip Assistant* рекомендует оптимальную рабочую скорость и внутреннее давление в шинах с учетом установленных балластных грузов. В режиме выбора скорости в зависимости от типа навесной системы, влажности почвы, применяемых шин, используемого навесного оборудования помощник рекомендует идеальную рабочую скорость, а также оптимальное давление в шинах для определенного балласта [2, 4]. Регулировка давления происходит с высокой скоростью и точностью. Давление воздуха можно корректировать для каждого колеса в отдельности. Увеличение оборотов двигателя для сокращения времени накачки шины не требуется. Повреждение шины может быть обнаружено из-за падения давления воздуха.

Многие производители сельскохозяйственной техники, такие как *CLASS* (ФРГ), *CASE IH* (США), *STEYR* (Австрия), *NUHN* (Канада) и др., имеют опционально устанавливаемые системы регулирования давления для тракторов, прицепной техники и зерно- и кормоуборочных комбайнов. С помощью специальных элементов основные компоненты системы можно монтировать на различные тракторы за 4–8 часа. Быстродействие систем определяется производительностью компрессоров, сечением подводимых пневматических линий и вентилях. Например, колесные диски, устанавливаемые на трактора *CLASS*, имеют дополнительные специальные вентили увеличенного диаметра для подключения [5].

Следует отметить, чтобы максимально использовать возможности систем регулирования давления в шинах колесных машин требуется применение специальных шин низкого давления. В настоящее время все сельскохозяйственные шины можно разделить на три категории: стандартные, шины с повышенной гибкостью (*IF*) и ши-

ны с очень высокой гибкостью (*VF*). Если сравнивать шины одного типоразмера, например, 650/65R38, то шины *IF* могут работать при давлении на 20 % ниже и выдерживать ту же нагрузку, что и стандартная радиальная шина, а шины *VF* – при давлении на 40 % ниже. Например, если давление в стандартной радиальной шине составляет 1,4 бар, шина *IF* может выдерживать тот же вес при 1,1 бар, а шина *VF* – при 0,8 бар [6].

Одним из лидеров в производстве *IF* и *VF* шин является компания *Michelin* (Франция), которая после приобретения в 2017 году двух европейских фирм *PTG Tire Inflation Systems* и *Teleflow SAS*, специализирующихся на производстве систем контроля и корректировки давления в шинах, представила систему *Michelin ZEN@TERRA*, включающая шины *Michelin EvoBib* с технологией адаптивного рисунка протектора *Adaptive Design* и системы контроля и регулировки давления [7].

Mitas, чешский производитель шин, совместно с компанией *Fendt* предложил концепцию шины *AirCell*, которая легла в основу системы регулировки давления в шинах *VarioGrip Pro*. Конструкция включает внутреннюю шину, которую можно накачать до максимального давления в 8 бар, расположена на ободе колеса и помещается внутрь сельскохозяйственной шины для того, чтобы ускорить и упростить процесс накачивания. При этом, внутренняя шина, занимающая около 30 % внутреннего объема обычного колеса, также служит ресивером и в случае необходимости повышения давления на опорную поверхность, благодаря четырехстороннему клапану, воздух из внутренней шины будет поступать во внешнюю шину. Такая конструкция позволяет увеличивать давление в шинах на 1 бар за 30 секунд во время переключения между режимом работы «в поле» и режимом движения «по дороге». Так как *AirCell* не находится в контакте с самой шиной, то она не создает какого-либо дополнительного трения или нагрева. Датчик и клапана расположены на ободе колеса, а управляющие команды на клапана, текущие параметры датчика и питание передаются между колесом и рамой трактора бесконтактным способом. Подача давления осуществляется посредством пневматического поворотного патрубка [8].

Trelleborg Wheel Systems (Швеция) и *Dana Incorporated* (США) совместно разработали полностью интегрированную систему центральной подкачки шин *CTIS+Inside*. Система состоит из специаль-

ного кольцевого модуля, устанавливаемого на обод колеса, клапана, питающих магистралей, распределителя и компрессора [9].

Система *Trelleborg Variable Inflation Pressure (VIP)* представляет собой автономное колесо в сборе, способное автоматически регулировать давление в шине зерноуборочных комбайнов и оснащенное набором датчиков, измеряющих несколько параметров, включая нагрузку, давление и температуру, электронным процессором, управляющим компрессором, установленным на ободе колеса, и клапаном для регулировки давления. Система может распознавать разность нагрузки между колесами одной оси и устанавливать разное давление в них, что дает огромное преимущество на склонах [10].

Для более эффективно управления давлением в шинах в сочетании с системой центрального регулирования давления может применяться адаптивная система управления шинами *Trelleborg ATMS*, которая в реальном времени собирает данные о шинах для обеспечения оптимальной производительности, измеряя динамическую нагрузку, давление и температуру каждой шины, а также оценивая условия эксплуатации. Данные, полученные датчиками шин, обрабатывается шлюзом и отправляется через *CAN*-шину трактора с возможностью мониторинга данных через видеотерминал в салоне. Кроме этого, управление возможно, как через мобильное приложение для прямого датчика *Bluetooth Low-Energy (BLE)*, так и через веб-платформу, что позволяет управлять данными о тракторах или автопарке через облако. Данное решение будет доступно с июня 2024 года [11].

Разработку систем автоматического регулирования давления шин выполняют также предприятия, специализирующиеся на выпуске автокомпонентов и систем, например, ПАО «Полтавский автоагрегатный завод» (Украина) [12] или *S.Krude Fahrzeugbau* (ФРГ) [13]. Такие системы представляют собой модульную систему.

В табл. 1 приведены основные характеристики устанавливаемых систем регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники.

Таблица 1 – Сравнение систем регулирования давления в шинах

Модель сельскохозяйственной техники	Наименование системы	Тип установки системы*	Применяемые типоразмеры шин	Диапазон регулирования давления**	Время снижения давления	Время повышения давления
<i>John Deere 8R, 9R series</i>	<i>John Deere Central Tire Inflation System</i>	И	710/75R42 650/60R34 [3]	от 0,8 до 1,8 бар [3]	< 4 мин [3]	< 6 мин 30 сек [3]
Fendt 600, 700, 800, 900, 1000 series	<i>Fendt Vari-oGrip</i>	И	Любая	от 0,6 до 2,5 бар [2]	< 1 мин [2]	1-2 мин [2]
Fendt 900 series	<i>Fendt Vari-oGrip Pro</i>	И (О)	710/75R42 [4, 8]	от 0,8 до 1,8 бар [8]	30 с [8]	30 сек [8]
<i>Class, Claas Jaguar</i>	<i>CLASS CTIS</i>	О	Любая	с 0,8 до 1,8 бар [5]	< 1 мин [5]	80 сек [5]
Любая с/х техника	<i>Zen@Terra Michelin</i>	О	Любая	от 0,8 до 2,5 бар [7]	–	–
Любая с/х техника	<i>Trelleborg CTIS+Inside + Trelleborg ATMS</i>	О	VF600/70R30 [9]	с 0,8 до 1,1 бар [9]	34 с [9]	–
Зерноуборочные комбайны <i>Fendt</i>	<i>Trelleborg VIP</i>	О	ТМ 3000 IF800/70R32 [10]	–	–	–
Любая <i>John Deer 8310R</i>	ПАО «Полтавский автоагрегатный завод»	О	Любая 420/85R34 480/80R50 [12]	от 0,6 до 2,5 бар [13]	–	–
Любая с/х техника	<i>S.Krude Fahrzeugbau</i>	О	Любая 600/65R38 [13]	от 0,6 до 2,5 бар [12]	–	–

*Тип установки системы: И – интегрированная, О – опционально.

** Диапазон и время регулирования приведены на основании указанных источников.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение систем автоматического регулирования актуально для различной сельскохозяйственной техники: тракторов и зерно-, кормо-, овощеуборочных комбайнов, самоходных опрыскивателей.

Перспективные решения систем автоматического регулирования давления в шинах позволяют осуществлять контроль внутреннего давления воздуха в шине, динамической нагрузки, приходящейся на колесо и регулировать давление в шине во время движения без непосредственного участия оператора.

ЛИТЕРАТУРА

1. К вопросу создания системы автоматического регулирования давления в шинах мобильных машин / В. В. Гуськов и [др.] // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта [Электронный ресурс]: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященный 65-летию кафедры «Тракторы», 20–21 января 2019 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2019. – С. 108–123.

2. Integrated tyre pressure regulation system Fendt VarioGrip : [сайт]. – URL: <https://www.fendt.com/us/technologies/fendt-variogrip> (дата обращения: 01.05.2024).

3. 8 Series Row Crop Tractors | 8R, 8RT, 8RX | John Deere US : [сайт]. – URL: <https://www.deere.com/en/tractors/row-crop-tractors/row-crop-8-family> (дата обращения: 28.04.2024).

4. Agritechnica-2015: инвестиции в будущее : [сайт]. – URL: <https://agroobzor.ru/sht/a-257.html> (дата обращения: 03.05.2024).

5. Система регулирования давления в шинах CTIC : [сайт]. – URL: <https://www.claas.com/ru-mn/servisy/zapasnyye-chasti-prinadlezhnosti/detali-claas-original/sistema-regulirovaniya-davleniya-v-shinakh> (дата обращения: 02.05.2024).

6. What are VF tractor tyres? : [сайт]. – URL: <https://vftyres.com/vf-tyres-ultimate-guide/>. – Дата доступа: 05.05.2024.

7. Zenaterra–MICHELIN services : [сайт]. – URL: <https://business.michelin.co.uk/service/ctis-agricultural-tyre-inflator#-what> (дата обращения: 03.05.2024).

8. Технология Mitas AirCell позволит быстро регулировать внутреннее давление сельскохозяйственных шин [сайт]. – URL: <https://www.4tochki.ru/news/novosti-rynka-shin-i-avtokomponentov/2015/sentyabr/18/tehnologiya-mitas-aircell-pozvolit-bystro-regulirovat-vnutrennee-davlenie-selskohozyaystvennyh-shin.html> (дата обращения: 03.05.2024).

9. Trelleborg and Dana jointly develop advanced Central Tire Inflation Pressure System for the agricultural machinery industry : [сайт]. – URL: <https://www.trelleborg-tires.com/en/news-and-events/news/agricultural-tires-news/trelleborg-and-dana-jointly-develop-advanced-central-tire-inflation-pressure-system-for-the-agricultural-machinery-industry> (дата обращения: 04.05.2024).

10. Trelleborg to Display Latest Innovation, the VIP - Variable Inflation Pressure - System at Farm Progress Show 2017 : [сайт]. – URL: <https://www.trelleborg-tires.com/en/news-and-events/news/agricultural-tires-news/trelleborg-to-display-latest-innovation-the-vip-system-at-farm-progress-show-2017> (дата обращения: 04.05.2024).

11. ATMS. Adaptive Tire Management System : [сайт]. – URL: <https://www.trelleborg-tires.com/en-us/tools-and-resources/agriculture-and-forestry-tires/atms> (дата обращения: 04.05.2024).

12. ПАЗ разработал эффективную систему регулирования давления в сельскохозяйственных шинах : [сайт]. – URL: <https://www.4tochki.ru/news/novosti-rynka-shin-i-avtokomponentov/2018/iyul/20/paz-razrabotal-effektivnuyu-sistemu-regulirovaniya-davleniya-v-selskohozyaystvennyh-shinah.html> (дата обращения: 02.05.2024).

13. Прокачай свой трактор. Часть 4 : [сайт]. – URL: <https://agroreport.ru/spetsproekty/layfkhak/proka-chay-svoy-tractor-chast-4/> (дата обращения: 02.05.2024).

Представлено 07.05.2024

УДК 629.03

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В УЗБЕКИСТАНЕ

PROSPECTS FOR THE USE OF ELECTRIC VEHICLE BATTERIES IN UZBEKISTAN

Бойков В. П., д-р техн. наук, проф.,
Халмурзаев Н. Б., аспирант, **Поздняков Н. А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь

V. Boikov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
N. Khalmurzaev, Postgraduate student, N. Pozdnjakov, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Электромобиль, как транспортное средство, перспективно влияющее на дальнейшее развитие страны, требует правильного внедрения методов его эксплуатации как отдельного вида транспорта.

При дальнейшем увеличении количества электромобилей необходимо соответствующие оборудования и другие материалы для дальнейшего расширения использования электромобиля как одним из основных видов транспорта в Республике Узбекистан.

Для улучшения необходимо привлечение ведущих компаний по утилизации аккумуляторных батарей электромобиля и других видов транспорта как электробуса и других видов батарей.

As a vehicle that has a promising impact on the further development of the country's population, it is also necessary to correctly introduce methods of operating electric vehicles as a separate mode of transport.

With a further increase in the number of electric vehicles, appropriate equipment and other materials are needed to further expand the use of electric vehicles as one of the main modes of transport in the Republic of Uzbekistan.

To improve it, it is necessary to attract leading companies for the disposal of batteries of electric vehicles and other types of transport such as electric buses and other types of batteries. Background. Methods. Result. Conclusion.

Ключевые слова: *электромобиль; аккумуляторная батарея; утилизация; оптимальная температура; электроны.*

Keywords: *electric vehicle; battery; recycling; optimum temperature; electrons.*

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Согласно Постановлению Кабинета Министров Республики Узбекистан [1] «О мерах по популяризации использования электромобилей в Республике Узбекистан и упрощению процедур в области безопасности дорожного движения» а также другим Постановлением Кабинета Министров Республики Узбекистан [2] «О дополнительных мерах по поддержке приобретения и сдачи в аренду автотранспортных средств (АТС), использования электромобилей и мототранспортных средств, а также развития велосипедного путешествия по стране» необходимо разработать мероприятия для привлечения все большего количества электромобилей в Республике.

К сожалению, транспорт на электротяге имеет определенные недостатки, связанные с высокой стоимостью, ограниченным запасом хода, временем восполнения энергии, а также потерю мощности при экстремально низких температурах. Все перечисленные недостатки в первую очередь связаны с электрохимическими накопителями энергии.

Актуальность тематики электрифицированных транспортных средств (ЭТС) подтверждается увеличением объемов продаж во всем мире. Однако значительный массовый и стоимостной удельный вес тяговой аккумуляторной батареи (ТАБ) в системе узлов ЭТС определяют описанные выше проблемы, связанные с запасом хода и мощностными показателями. Поэтому выбор основных параметров ТАБ требует тщательного научно обоснованного подхода.

Целью исследования является улучшение эксплуатационных показателей пассажирского ЭТС категории МЗ за счет обоснованного выбора параметров ТАБ.

Теоретические исследования основаны на методах теоретической механики, теории движения автомобиля, теории электротехники, теории тепловых процессов, вычислительной математики, теории полного факторного эксперимента и математического моделирования. В качестве теоретической базы для проведения исследо-

ваний использовались фундаментальные и прикладные труды ведущих отечественных и зарубежных ученых.

Анализ основных эксплуатационных свойств ЭТС показал, что каждое конкретное свойство зависит от определенного параметра накопителя энергии. Так, диапазон напряжения ТАБ влияет на эффективность работы тягового электродвигателя, пиковые и длительные разрядные токи влияют динамические показатели ТС, пиковые зарядные токи – на снижение затрат энергии при рекуперации, соответственно длительные токи влияют на скорость заряда, энергоемкость и максимальный пробег ТС, а ресурс ТАБ – на срок службы ТС. Анализ влияния характеристик ТАБ на эксплуатационные свойства требует комплексного подхода, учитывающего параметры аккумуляторной батареи в самых тяжелых условиях эксплуатации ТС.

Анализ научных работ [1–3] показал высокий уровень проработки материалов связанных с моделированием химических источников тока, исследований энергопотребления ТС при движении по циклу, а также эффективное использование электроэнергии. При этом работ, связанных с методикой оценки характеристик ТАБ в составе ТС не обнаружено. В связи с чем развитие данной темы является актуальной задачей, для решения которой необходимо связать опыт моделирования, как электрических характеристик батареи, так и аспектов, связанных с расчетом тягового баланса движения ТС.

В связи с чем формируется актуальная задача для тщательного исследования влияния характеристик аккумуляторной батареи на эксплуатационные показатели ЭТС.

1. Представлена новая комплексная математическая модель движения ЭТС, отличающаяся тем, что позволяет рассчитывать затраты энергии на движение ТС с учетом работы климатической системы (зимой – подогрев, летом – охлаждение салона), а также с учетом потребления энергии системой термостатирования батареи в зависимости от температурных условий.

2. Разработана новая методика анализа характеристик аккумуляторной батареи, отличающаяся тем, что позволяет выбрать или разработать накопительную систему с энергетическими показателями, которые смогут обеспечить все потребности транспортного средства для выполнения поставленных задач в техническом задании на ТС.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АТС

Математическая модель представляет собой систему уравнений, описанную в [9] и дополненную коэффициентами a_M , b_M и c_M в аппроксимирующей функции зависимости крутящего момента M_k электродвигателя от его угловой скорости вращения ω_e :

$$M_k = a_M \cdot \omega_e^2 + b_M \cdot \omega_e + c_M.$$

Для решения большинства задач анализа и синтеза используется уравнение силового (тягового) баланса машины, который можно представить в виде:

$$M_T = P_\psi + P_w + P_j + P_{кр},$$

или

$$\frac{M_e \cdot u_p \cdot \eta_p}{r_k} = \psi \cdot G_a + W \cdot v_x^2 + m_a \cdot \delta_{вр} \cdot j + P_{кр}, \quad (1)$$

где M_e – развиваемый электродвигателем крутящий момент; u_p – передаточное число редуктора; η_p – КПД редуктора; r_k – радиус колеса; ψ – коэффициент дорожного сопротивления; G_a – вес ЭТС; W – фактор обтекаемости автомобиля; v_x – поступательная скорость движения; m_a – масса ЭТС; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс; j – ускорение.

При этом тяговый баланс ЭТС будет иметь вид, представленный на рис. 1.

МЕТОДИКА АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ

С учетом предъявляемых к ТАБ требований по заданному запасу хода необходимо определить требуемую емкость ТАБ. Другое условие, устанавливающее взаимосвязь емкости батареи и ее массы, определяет нелинейный характер зависимости запаса хода от емкости батареи. Такая зависимость с учетом влияния массы ТАБ на путевой расход электроэнергии может быть определена

по количеству потребляемой энергии в зависимости от динамических параметров работы электродвигателя, работающего в тяговом режиме:

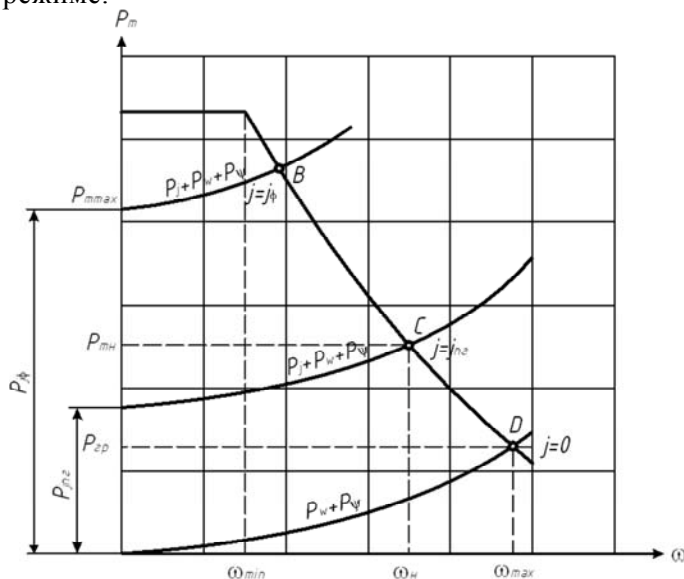


Рисунок 1 – Характеристика тягового баланса ЭТС

$$E_i = \left(\frac{M_{ei} \cdot \omega_i}{\eta_m \cdot \eta_{em}} - P_{pi} \right) dt + E_{i-1}, \quad (2)$$

где E_i – текущее значение энергии; E_{i-1} – значение энергии в предыдущий момент; dt – шаг времени; M_{ei} – момент на валу, создаваемый электродвигателем, либо прикладываемый к нему; η_m – КПД электродвигателя в тяговом режиме; η_{em} – КПД инвертора электродвигателя; P_{pi} – мощность, идущая на работу дополнительных потребителей энергии.

К дополнительным потребителям энергии отнесены электрооборудование ЭТС, оборудование, связанное с системой термостатирования батареи и питания климатической установки.

Момент на валу электродвигателя определяется из формулы (1) в зависимости от заданных условий движения и зависит от величины G_a , которая включает вес G_b батареи. Таким образом,

зависимость запаса хода ЭТС от емкости ТАБ (с учетом прямой зависимости массы от емкости) будет иметь вид, представленный на рис. 2.

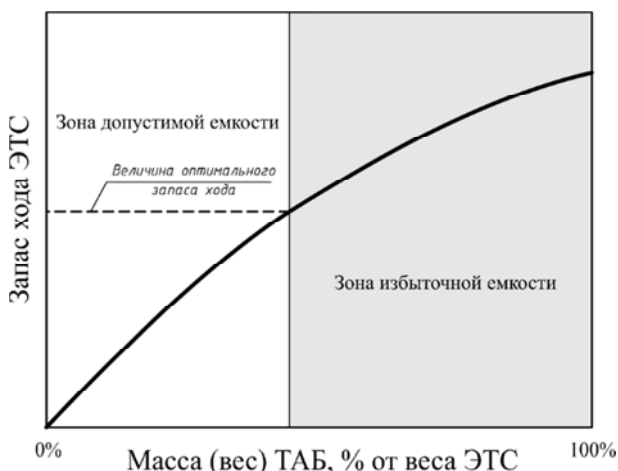


Рисунок 2 – Зависимость запаса хода ЭТС от емкости ТАБ

На рис. 2 отмечен уровень оптимального запаса хода, соответствующий искомой емкости ТАБ. Ее положение найдено как точка «А» заметного перегиба кривой, т. е. там, где характер зависимости начинает существенно отклоняться от линейного. Положение точки «А», главным образом, зависит от типа ТАБ, удельной мощности двигателя $N_{уд}$ и условий эксплуатации ЭТС.

Удельная мощность двигателя $N_{уд}$, равная отношению мощности двигателя к массе ЭТС влияет, прежде всего, на его разгонные свойства и может быть ограничена условиями комфортного разгона $1,0\text{--}1,2 \text{ м/с}^2$ для городского транспорта и $1,2\text{--}1,5 \text{ м/с}^2$ – для пригородного и междугороднего.

Тип батареи характеризуется своим значением удельной емкости $C_{уд}$, которое определяется отношением емкости ТАБ к ее массе. Например, для литиевых батарей $C_{уд} = 0,20\text{--}0,22 \text{ кВт}\cdot\text{ч/кг}$.

Найденное значение емкости для конкретного ЭТС, соответствующее точке «А» (рис. 2) по описанной методике следует считать предельной по условиям утяжеления ЭТС.

Для окончательного выбора типа и емкости ТАБ для заданного ЭТС не менее важно учитывать экономические показатели, на которые влияют срок службы (количество циклов заряда-разряда) и стоимость ТАБ, что требует дальнейших исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан, от 12.08.2021 г. № 513 : [сайт]. – URL: <https://www.lex.uz/uz/docs/5571952> (дата обращения: 01.09.2024).

2. Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан, от 29.12.2020 г. № 812 : [сайт]. – URL: <https://www.lex.uz/uz/docs/5191107> (дата обращения: 01.09.2024).

3. Применение беспилотных электромобилей в современном мире / Т. С. Грининг [и др.] // Технологии будущего, 2020.

4. Смит, Дж. Инновационные технологии в автомобилестроении: перспективы развития беспилотных электромобилей / Дж. Смит. – Изд-во «АвтоМедиа», 2019.

5. Хантер, Р. Экологические аспекты использования беспилотных электромобилей / Р. Хантер // Экология и транспорт, 2018.

6. Ли, Ч. Перспективы применения беспилотных электромобилей в городском транспорте / Ч. Ли // Материалы конференции «Инновации в автомобилестроении», 2021.

7. Браун, А. Технологии беспилотных электромобилей: современное состояние и перспективы развития / А. Браун, С. Картер. – Изд-во «Автомобильный мир», 2017.

8. Паркер, М. Будущее автомобильной промышленности: роль беспилотных электромобилей / М. Паркер // Автоновости, 2020.

9. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. –240 с.

Представлено 05.10.2024

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

**КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА МАСЛА В РЕЖИМЕ
РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ**

REAL-TIME OIL QUALITY CONTROL

Сокол В. А., ст. преп., **Маковская И. А.**, ст. преп.,
Суша В. В., студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Sokol, Senior Lecturer, I. Makouskaya, Senior Lecturer,
U. Susha, Student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье рассматривается применение датчиков онлайн-контроля качества масла в гидросистемах для мониторинга его состояния в реальном времени. Отмечаются их преимущества перед лабораторным анализом. Делается вывод о целесообразности применения таких датчиков для повышения надежности и снижения затрат на техобслуживание гидроприводов.

The article discusses the application of online sensors for monitoring oil quality in hydraulic systems to monitor its condition in real time. Their advantages over laboratory analysis are noted. It is concluded that it is reasonable to use such sensors to improve reliability and reduce maintenance costs of hydraulic drives.

Ключевые слова: датчики онлайн-мониторинга, контроль качества масла, загрязнение масла, мониторинг состояния.

Keywords: online monitoring sensors, oil quality monitoring, oil contamination, condition monitoring.

ВВЕДЕНИЕ

Эффективная работа гидроприводов во многом зависит от качества рабочего масла. При загрязнении или попадании влаги в гидравлический привод, его рабочие свойства ухудшаются, что может привести к поломкам и авариям. Традиционные подходы к контролю качества рабочей жидкости, основанные на периодическом отборе проб и лабораторном исследовании, не позволяют своевремен-

но выявлять изменения его состава и свойств в процессе эксплуатации. Так как анализ проводится только после забора пробы и доставки в лабораторию, эти методы не дают возможности оценить актуальное состояние масла в режиме реального времени.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Зрительное восприятие человека позволяет различать объекты до 40 мкм в диаметре без помощи оптических приборов. Для сравнения, толщина человеческого волоса колеблется в пределах от 70 до 80 мкм. Частицы, способные вызвать неполадки в гидравлических системах, имеют размеры от 5 до 15 мкм, т. е. их можно обнаружить только при помощи микроскопа.

В гидравлических системах от 70 до 90 % износа и отказов связаны с загрязнением и только 10–30 % могут быть по причине дефектов или старения. Эффективность гидропривода способна снизиться на 20 % вследствие постепенного накопления загрязняющих примесей, прежде чем у оператора появятся видимые признаки возникшей неисправности. То есть существенное ухудшение показателей наступает раньше обнаружения очевидных неполадок.

Поддержание высокой работоспособности насосов, гидромоторов и других узлов гидропривода возможно при условии обеспечения высококачественной очистки рабочей жидкости от механических примесей и влаги. Чистота масла варьируются в зависимости от предъявляемых к ней требований надежности и долговечности оборудования. Для эффективной работы большинства гидроприводов очистка рабочей жидкости должна соответствовать классу 19/15 стандарта ISO 4406; либо эквивалентная 13–15 классу по ГОСТ 17216–2001, при размере частиц 25 мкм. Для оборудования, где необходима более тонкая очистка до класса 16/13 по ISO 4406, это соответствует 11 классу по ГОСТ 17216–2001 с абсолютным размером фильтруемых частиц 10 мкм.

В настоящее время активно развиваются методы онлайн-контроля качества масла при помощи различных датчиков. Они позволяют отслеживать такие параметры как влажность, загрязненность, окисление, износ металла и другие в режиме реального времени.

Главными преимуществами данных датчиков являются: возможность своевременного выявления изменений в качестве масла

до возникновения серьезных проблем, отсутствие необходимости в заборе проб и последующем лабораторном анализе, невысокая стоимость внедрения по сравнению с традиционными методами, компактность и простота интеграции в систему мониторинга гидропривода.

На рис. 1 показан один из примеров расположения двух комбинаций датчиков, установленных в гидравлической системе.

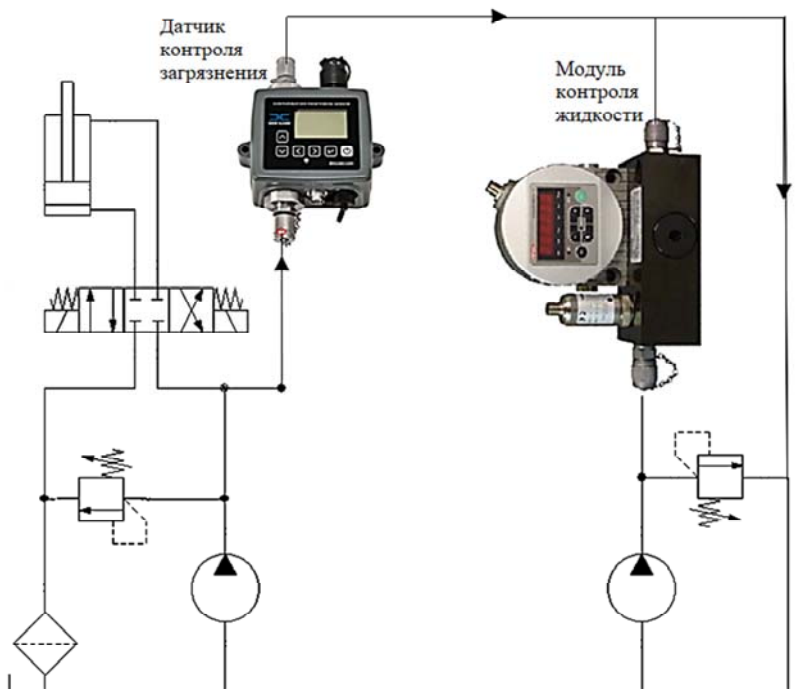


Рисунок 1 – Гидравлическая схема с комбинацией датчиков онлайн-контроля

Датчик контроля загрязнения, отслеживает состояние жидкости, поступающей из насоса, и обнаруживает несоответствующую ГОСТу очистку жидкости или проблемы с насосом (износ). Модуль контроля жидкости – это комбинация датчиков с насосом, работает последовательно и независимо с гидравлической системой и контролирует жидкость в баке напрямую.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование датчиков онлайн-контроля качества масла позволяет оптимизировать сроки его замены и своевременно выявлять отклонения. Это предотвращает аварии, повышает надежность работы гидروприводов и снижает эксплуатационные расходы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сокол, В. А. Методы предотвращения загрязнения рабочей жидкости от частиц пыли / В. А. Сокол, И. Д. Райкин // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2022. – Т. 1. – С. 254–257.

2. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: учеб. пособие / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко; под ред. Н. В. Богдана. – Мн. : Ураджай, 2001. – 396 с.

3. Маковская, И. А. Тарировка тахогенераторного расходомера / И. А. Маковская, В. А. Сокол // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Т. В. Матюшинец (отв. ред.) [и др.]. – Минск : БНТУ, 2023. – С. 272-277.

Представлено 02.06.2024

УДК 62-82-027.45-947

**МЕТОДЫ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА ЗАЩИТУ
ГИДРОПРИВОДА ОТ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР**

**METHODS TO PROTECT THE HYDRAULIC DRIVE
AGAINST LOW TEMPERATURES**

Сокол В. А., ст. преп., **Филипова Л. Г.**, ст. преп.,
Ровдо М. М., студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Sokol, Senior Lecturer, L. Filipova, Senior Lecturer,
M. Rouda, Student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье рассмотрен вопрос защиты гидравлических систем от низких температур. Анализируются основные риски. Рассматриваются методы защиты. Сделан вывод об обеспечении надежности работы гидропривода в сложных климатических условиях при низких температурах.

The article considers the issue of protection of hydraulic systems from low temperatures. The main risks are analyzed. Protection methods are considered. The conclusion is made about ensuring the reliability of hydraulic drive operation in severe climatic conditions.

Ключевые слова: гидропривод, низкие температуры, защита гидравлических систем, надёжность работы гидропривода.

Keywords: hydraulic drive, low temperatures, protection of hydraulic systems, reliability of hydraulic drive operation.

ВВЕДЕНИЕ

Гидроприводы широко используются в таких отраслях, как сельское хозяйство, дорожное и промышленное строительство. Однако во многих регионах мировой географии климатические условия характеризуются низкими температурами в течение длительного времени, что требует применения специальных методов защиты.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Тепловой режим существенно влияет на вязкость гидравлической жидкости. При низких температурах вязкость увеличивается – это, в свою очередь, оказывает влияние на эффективность циркуляции жидкости и повышения трения в системе. Правильный выбор рабочей жидкости с учетом условий эксплуатации позволяет достичь оптимальной вязкости и обеспечить нормальное функционирование гидропривода.

Увеличение вязкости рабочей жидкости приводит к возникновению сопротивления движения жидкости в системе и к образованию кавитации.

Кавитация в гидроприводе снижает его производительность, вызывает шум и вибрацию, в крайних случаях может привести к повреждению компонентов систем.

Чтобы предотвратить кавитацию рекомендуется использовать принудительную подпитку насоса или разместить его непосредственно в гидробаке. При этом установить насос таким образом, чтобы всасывающее отверстие было расположено ниже наименьшего уровня масла на расстоянии не более 500 мм. Если насос работает в режиме самовсасывания, следует сделать всасывающую гидролинию как можно короче и избегать установки фильтров и других элементов, которые увеличивают сопротивление потока рабочей жидкости.

В эксплуатируемых гидроприводах в холодных климатических условиях, обнаруживается значительное увеличение потерь давления в трубопроводах при запуске и в начальном периоде работы. При температуре $-50...-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ потери давления возрастают в 10–15 раз по сравнению с потерями давления при температуре $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

Резкое увеличение потерь давления приводит к повышенному давлению в нагнетательном трубопроводе сразу после насоса. Это создает риск перегрузки насоса во время работы.

Чтобы компенсировать объемные изменения жидкости в процессе работы привода используют устройства с возможностью регулировки объема жидкости в системе.

Рекомендуется за 20–30 минут до начала работы использовать для подогрева рабочей жидкости различные методы, такие как разогрев горячим воздухом, электронагревательными устройствами, дросселированием, а также слив и хранение масла в термосе. Также

важно обеспечить правильную изоляцию и утепление всех соединительных и трубопроводов гидропривода для предотвращения потерь тепла и защитить систему от замерзания.

Стандартные гидравлические шланги могут быть изготовлены из материалов, которые имеют пористую структуру, и при замерзании и последующем оттаивании могут возникать трещины или потеря гибкости. Если внешний слой шланга повреждается, вероятность отказа увеличивается вдвое. Используя гидравлические шланги и уплотнения, специально предназначенные для экстремальных температур, можно сохранить высокую производительность и снизить риск выхода оборудования из строя.

При эксплуатации машин с гидроприводом необходимо учитывать, что при нагретом масле в баке и низкой окружающей температуре происходит конденсация влаги из окружающего воздуха. Вода проникает в масло, а затем в гидросистему и скапливается на дне бака. Наличие воды в гидравлическом масле вызывает коррозию и существенно повышает температуру застывания.

Для гарантированного функционирования насосов, гидромоторов и прочих компонентов гидропривода необходимо обеспечить эффективную фильтрацию рабочей жидкости от механических примесей и влаги.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье были рассмотрены основные методы защиты гидроприводов от воздействия низких температур. Проанализировав их, можно сделать следующие выводы.

Наиболее эффективным способом предотвращения застывания масла является применение марок масел с пониженной температурой застывания по сравнению с ожидаемыми минимальными температурами окружающей среды. Это позволяет исключить основную угрозу работоспособности гидропривода.

Дополнительные методы подогрева отдельных узлов системы обеспечивают равномерное поддержание рабочей температуры в гидроприводе и исключается риск его остановки.

Качественная герметизация всех соединений является обязательным условием, так как влага увеличивает вероятность замерзания масла.

Таким образом, реализация всех перечисленных методов в комплексе позволяет сохранять работоспособность в условиях воздействия пониженных температур окружающей среды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белгидромаш : [сайт]. – URL: <https://www.bgm2001.com> – Дата доступа: 13.05.2024.

2. Сокол, В. А. Методы предотвращения загрязнения рабочей жидкости от частиц пыли / В. А. Сокол, И. Д. Райкин // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2022. – Т. 1. – С. 254–257.

3 Каверзин, С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах: учеб. пособие для вузов / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. – Красноярск : Офсет, 1998. – 240 с.

4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

Представлено 02.06.2024

**РАЗВИТИЕ ГИДРОНАВЕСНЫХ СИСТЕМ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

**DEVELOPMENT OF HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEMS
FOR AGRICULTURAL TRACTORS**

Захаров А. В.¹, канд. техн. наук, доц.,

Клоков Д. В.¹, канд. техн. наук, доц.,

Сапун Л. Г.¹, канд. техн. наук, доц., **Захарова И. О.²**, асс.,

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

²УО Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

A. Zakharov¹, Ph. D., in Eng., Ass. Prof.,

D. Klokov¹, Ph. D., in Eng., Ass. Prof.,

L. Sapun¹, Ph. D., in Eng., Ass. Prof., I. Zakharova², assistant,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus

В современных сложных сельскохозяйственных машинах, выполняющих за один проход несколько операций, требуется питание нескольких потребителей. Для этого применяются электрогидравлические системы с автоматическим регулированием навесного устройства трактора чувствительные к нагрузке и независимые от нагрузки. С совершенствованием отдельных узлов и гидросистем управления навесным устройством в целом, повышаются их удельные рабочие параметры.

In modern complex agricultural machines that perform several operations in one pass, power is required for several consumers. For this, electrohydraulic systems are used with automatic control of the mounted tractor device sensitive to load and independent of load. With the improvement of individual units and hydraulic systems for controlling the attachments as a whole, their specific operating parameters increase.

Ключевые слова: трактор, обработка почвы, гидросистема, автоматическое регулирование, навесное устройство.

Keywords: tractor, tillage, hydraulic system, automatic control, attachments.

ВВЕДЕНИЕ

В конструкциях современных тракторов реализуются технические решения, способствующие повышению технико-экономических показателей, снижению уплотнения почвы, улучшению управления МТА и созданию удобств для работы механизаторов.

Одними из важнейших показателей технического уровня сельскохозяйственного трактора является возможность:

- автоматического регулирования глубины обработки почвы;
- отбор мощности через гидросистему для нескольких потребителей;
- регулирование расхода по давлению;
- совмещение привода смежных систем (рулевого управления, гидроусилителя управления муфтой сцеплением и т.д.).

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Механогидравлические системы автоматического регулирования навесного устройства трактора (МСАРН) по-прежнему остаются востребованными. Основная ниша тракторов, на которых устанавливают МСАРН мощностью до 75–80 кВт. Основные достоинства: отсутствие электрических и электронных компонентов, простота обслуживания и не высокая цена. Недостатки: невысокая точность регулирования (нечувствительность системы не менее 4–5 % от заданной глубины), нет возможности регулирования расхода для каждого потребителя индивидуально, нет дополнительных функций (самодиагностика, демпфирование колебаний и т. д.).

С развитием электроники появились электрогидравлические системы автоматического регулирования (ЭГСАРН) включающие электронные датчики, пульт задания режимов работы и контроллер управления. Применяют на тракторах мощностью до 130–150 кВт. Основные достоинства: более высокая точность регулирования отклонение (от глубины обработки почвы до 1,5–2 %), возможны дополнительные функции в виде самодиагностики системы, демпфирование колебаний при переезде трактора с поднятой сельскохозяйственной машиной в транспортное положение [1, 2].

В современных сложных сельскохозяйственных машинах, выполняющих за один проход несколько операций, требуется питание нескольких потребителей (гидроцилиндры, гидромоторы и т. д.) для этого применяются электрогидравлические системы автоматического регулирования чувствительные к нагрузке (ЭГСАРН ЧН). Указанные системы обеспечивают работу различных устройств от одного насоса по давлению наиболее нагруженного потребителя, т. е. есть нагрузка – насос подает, нет нагрузки – подача близка к нулю. Применяют на тракторах мощностью до 200–220 кВт. Экономия топлива составляет от 15 до 20 %.

Для наиболее полной загрузки в течении года сельскохозяйственные трактора высокой мощности более 220–250 кВт адаптируют для работы с дорожно-строительным, землеройным и лесозаготовительным оборудованием. Для которого важно сохранение синхронности движений рабочих органов при изменении их скорости. Для этого применяется электрогидравлические системы автоматического регулирования с независимым от нагрузки распределением потока рабочей жидкости (ЭГСАРН НН) [3]. В табл. 1 представлены конструктивные особенности гидросистем управления навесным устройством тракторов разных мощностных групп.

Таблица 1 – Применяемые системы управления навесным устройством сельскохозяйственных тракторов

Показатели	Мощность двигателя трактора, кВт			
	с 40 до 75–80 кВт	до 130–150 кВт	до 200–220 кВт	более 220 кВт
Тип системы управления навесного устройства	МСАРН	ЭГСАРН	ЭГСАРН ЧН	ЭГСАРН НН
Номинальное давление, МПа	14...18	18...20	18...20	20...22
Номинальный расход на паре выводов (подача - обратка), л/мин	35...80	60...120	80...130	110..160 (опционально до 250)
Совмещение привода смежных систем	ГОРУ	ГОРУ, усилитель управления МС	ГОРУ, усилитель управления МС, привод ТС	ГОРУ, усилитель управления МС, привод ТС

Совмещение привода смежных систем (гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ), усилитель управления муфтой сцепления, привод тормозов и т. д.) с гидронавесной системой трактора позволяет повысить механический КПД гидросистемы, полнее реализовать мощность насосной установки, снизить металлоемкость трактора.

С совершенствованием гидросистем, их отдельных узлов (насосов, распределителей и т. д.) растут и рабочие параметры:

- грузоподъемность навесного оборудования, т;
- мощность на привод насосной установки, кВт;
- номинальное давление, МПа;
- номинальный расход, л/мин.

На рис. 1 изображена величина рабочих параметров гидронавесных систем тракторов разных мощностных групп.

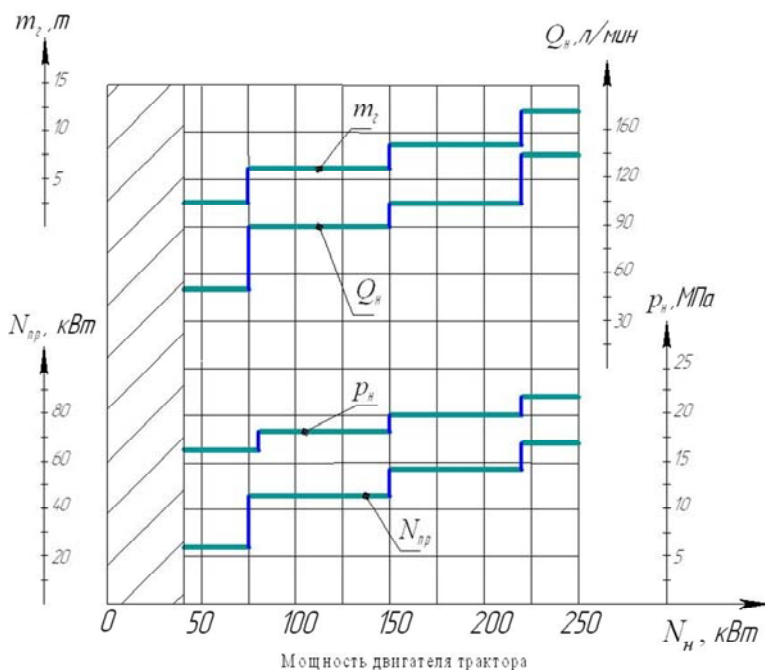


Рисунок 1 – Основные рабочие параметры гидронавесных систем тракторов разных мощностных групп

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Процесс совершенствования тракторных гидросистем не стоит на месте. Анализ показывает, что последние идут к модульности построения, датчики и элементы управления которых интегрируются в исполнительные механизмы, а электрические и гидравлические компоненты объединяются. Прослеживается также преимущество применения объемного регулирования над дроссельным. Для лучшей адаптации к нагрузке, насосную установку с объемным регулируемым насосом дополняют насосом постоянной подачи. Все эти технические решения, направлены для получения максимального КПД и производительности трактора в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы и автомобили. Практикум : учебно-методическое пособие : в 4 ч. Ч. 2 / Г. И. Гедроить [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2023. – 236 с.
2. Обоснование принципов работы энергосберегающего привода гидронавесных систем / Е. Я. Строк [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: С. Н. Поддубко (пред.) [и др.]. – 2017. – С. 163–168.
3. Бондарь, В. А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / В. А. Бондарь // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2003. – № 12(58). – С. 202–207.

Представлено 01.05.2024

УДК 62-82-027.45-947

**АНАЛИЗ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ,
ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ
МОДЕЛИРОВАНИИ ПНЕВМОСИСТЕМ**

ANALYSIS OF GAS DYNAMIC FUNCTIONS USED
IN MATHEMATICAL MODELING OF PNEUMATIC SYSTEMS

Филипова Л. Г., ст. преп., **Сокол В. А.**, ст. преп.,
Чикилевский Я. А., преп., **Модонов И. Д.**, студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

L. Filipova, Senior Lecturer, V. Sokol, Senior Lecturer,
Y. Chikilevsky, Lecturer, I. Modonov, Student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В современных многоконтурных тормозных пневматических приводах, рассчитанных на работу в определенном технологическом режиме, необходимо выбрать оптимальные параметры элементов системы подачи и коррекции воздуха, чтобы правильная подача рабочего органа повышала стабильность работы пневмопривода.

In modern multi-circuit pneumatic brake actuators, designed to operate in a certain technological mode, it is necessary to select the optimal parameters of the elements of the air supply and correction system so that the correct supply of the working body increases the stability of the pneumatic actuator.

Ключевые слова: пневматический привод, транспортное средство, автопоезд, торможение, динамика, математическая модель, быстрдействие

Keywords: pneumatic drive, vehicle, road train, braking, dynamics, mathematical model, performance

ВВЕДЕНИЕ

Рост количества автотранспортных средств и скорость их передвижения выдвигает все более жесткие требования к эффективности систем безопасности. Возрастающая интенсивность движения

таких средств приводит к уменьшению времени на принятие оптимального решения в процессе управления тормозной системой, особенно при экстренном торможении.

Особого внимания заслуживает проблема торможения длиннобазных автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности, оборудованных многоконтурными пневматическими тормозными приводами.

Быстродействие и синхронность работы тормозных приводов зависят от типа пневматической системы и ее конструктивных параметров. Путем рационального подбора размеров трубопроводов и агрегатов далеко не всегда можно достичь требуемого быстродействия привода.

Чтобы провести математическое моделирование и динамический расчет таких приводов необходимо правильно выбрать не только необходимую их схему, но особое внимание уделить газодинамическим функциям, используемым при этом.

АНАЛИЗ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ПНЕВМОСИСТЕМ

От принятой при математическом моделировании газодинамической функции зависит трудоемкость и точность расчетов пневмоприводов.

Мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление (например, дроссель) имеет вид [1]:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_d = \dot{m}_d = f_c \cdot v_i \cdot \rho_i, \quad (1)$$

где f_c – площадь поперечного сечения струн; v_i – скорость струи в выходном сечении канала; ρ_i – плотность воздуха на выходе из канала дросселях.

В зависимости от конкретной функции расхода можно получить ряд функций для мгновенного массового расхода воздуха. Например, истечение газа из отверстий и насадок при переменном давлении или наполнение ёмкостей при постоянном внешнем давлении

чаще всего описывается с помощью газодинамической функции расхода Сен-Венана и Ванцеля [2]:

– при докритическом истечении воздуха:

$$\frac{dm}{dt} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot p_0 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

– при надкритическом истечении воздуха:

$$\frac{dm}{dt} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot p_0 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}, \quad (3)$$

где dm/dt – мгновенный массовый расход воздуха; μ – коэффициент расхода; f – живое сечение трубопровода (дресселя); p_0 и p_1 – давления на входе и выходе пневматического дросселя; ρ_0 – плотность воздуха; k – показатель адиабаты.

Так как особое место среди пневматических тормозных приводов с корректирующими устройствами занимают длинные трубопроводы, то представляет интерес газодинамическая функция расхода, учитывающая коэффициент трения воздуха λ в трубопроводе и его геометрические параметры [3].

Из сказанного видно, что из всех газодинамических функций массового расхода воздуха ни одна не может полностью соответствовать требованиям, предъявляемым при расчете пневматических тормозных приводов автопоезда, обладающих своими специфическими особенностями.

Ранее была получена линеаризованная газодинамическая функция расхода [4]:

– для наполнения:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{E}{R \cdot T} \cdot (\alpha \cdot p_0 - p_1); \quad p_{1\text{нач}} \leq p_1 \leq p_0, \quad (4)$$

– для опорожнения:

$$-\frac{dm}{dt} = \frac{E}{R \cdot T} (p_1 - \beta \cdot p_0); \quad p_0 \leq p_1 \leq p_{max}; \quad (5)$$

$$-\frac{dm}{dt} = \frac{E}{R \cdot T} \cdot (-p_0 + \alpha \cdot p_1); \quad p_0 \leq p_1 \leq p_{max}, \quad (6)$$

где $E = \mu \cdot f \cdot v_{кр}$; α – коэффициент аппроксимации; β – соотношение эффективных площадей.

Как показали исследования [4], с этой функцией хорошо описываются процессы, протекающие в простейших пневматических приводах. Она позволяет получить решения в аналитическом виде с достаточной степенью точности, поэтому ее можно использовать при расчете одноконтурных тормозных приводов.

В Белорусском национальном техническом университете была получена гиперболическая газодинамическая функция расхода [1]:

$$\frac{dm}{dt} = \mu \cdot f \cdot v_{кр} \cdot \frac{A \cdot p_{вх}}{R \cdot T} \cdot \frac{p_{вх} - p_{вых}}{B p_{вх} - p_{вых}}, \quad (7)$$

где A и B – постоянные коэффициенты; $p_{вх}$ и $p_{вых}$ – давления на входе и выходе ДЕ-звена.

Она выражена одним уравнением, удобна в исследовании как для простых, так и для сложных многозвенных систем, что будет показано ниже. Ее рекомендуется использовать для многоконтурных тормозных приводов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования показали, что с помощью рекомендуемого математического моделирования и применения средств, повышающих быстродействие, можно разрабатывать и проектировать различные многоконтурные пневматические тормозные приводы для многоосных транспортных средств. После создания математической модели необходимо выполнить поверочный расчет. По его результатам при необходимости корректируют размеры исполнительных механизмов, диаметры тормозных шлангов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
3. Герц Е. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов/ Е. В. Герц. – М. : Машиностроение, 1964. – 230 с.
4. Беленький, Ю. Б. Расчет колодочных механизмов и их приводов / Ю. Б. Беленький. – Мн. : МВ ССО БССР, 1963. – 133 с.
5. Бартош, П. Р. К выбору газодинамической функции и использованию допущений при математическом моделировании пневматических приводов / П. Р. Бартош, Л. Г. Филипова. – Мн.: БНТУ, 2019. – С. 252–257 с.

Представлено 11.05.2024

УДК 629.114. 2

АНАЛИЗ СХЕМ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

ANALYSIS OF HYDROVIDEO VOLUME STEERING SYSTEMS

Белениник А. И., аспирант, **Клоков Д. В.**, канд. техн. наук, доц.,
Захаров А. В., канд. техн. наук, доц., **Ермилов С. В.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Belianinik, Graduate Student, D. Klokov, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
A. Zaharov, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., S. Yermilov, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В данной работе рассмотрены современные схемы, гидрообъемного рулевого управления (ГОРУ). Проанализированы преимущества с недостатками каждой схемы. Предложен перспективный вариант развития ГОРУ, учитывая актуальность энергосбереже-

ния. Перспективная схема объединяет преимущества распределителей с открытым и закрытым центром, что позволяет повысить производительность. Обеспечивая высокое быстродействие системы и точную корректировку в операциях, требующих высокой скорости и точности.

The paper examines modern concepts of hydrostatic power steering (HPS). The advantages and disadvantages of each scheme are analyzed. A prospective development variant of HPS is proposed, considering the relevance of energy conservation. The prospective scheme combines the benefits of open and closed center distributors, enabling enhanced performance. Ensuring high system responsiveness and precise adjustment in operations requiring high speed and accuracy.

Ключевые слова: трактор, управление, энергоэффективность, непрерывность, подача, насос, безопасность.

Keywords: tractor, control, energy efficiency, continuity, supply, pump, safety.

ВВЕДЕНИЕ

Гидрообъемное рулевое управление является ключевым компонентом современных сельскохозяйственных, строительных машинах и тихоходных транспортных средствах, обеспечивая эффективное и точное управление направлением движения. ГОРУ использует гидравлическую энергию для обеспечения дополнительного усилия при повороте рулевого колеса транспортного средства. Основной целью ГОРУ является уменьшение физических усилий, которые водитель должен приложить для маневрирования транспортным средством, особенно в условиях низкой скорости и больших нагрузках на управляемых колесах.

ОБЗОР ТИПОВЫХ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Схема ГОРУ с распределителем с открытым центром представлена на рис. 1, а. Данная схема включает в себя насос, который обеспечивает постоянный поток рабочей жидкости при постоянном перепаде давления и обеспечивает быстрый отклик на изменения в управлении. К недостаткам приведенной схемы можно отнести постоянную циркуляцию рабочей жидкости, что снижает эффективность с энергетической точки зрения, и увеличивает потери и, как

следствие, нагрев в системе из-за постоянной работы насоса, что требует дополнительного охлаждения рабочей жидкости для снижения износа компонентов [1].

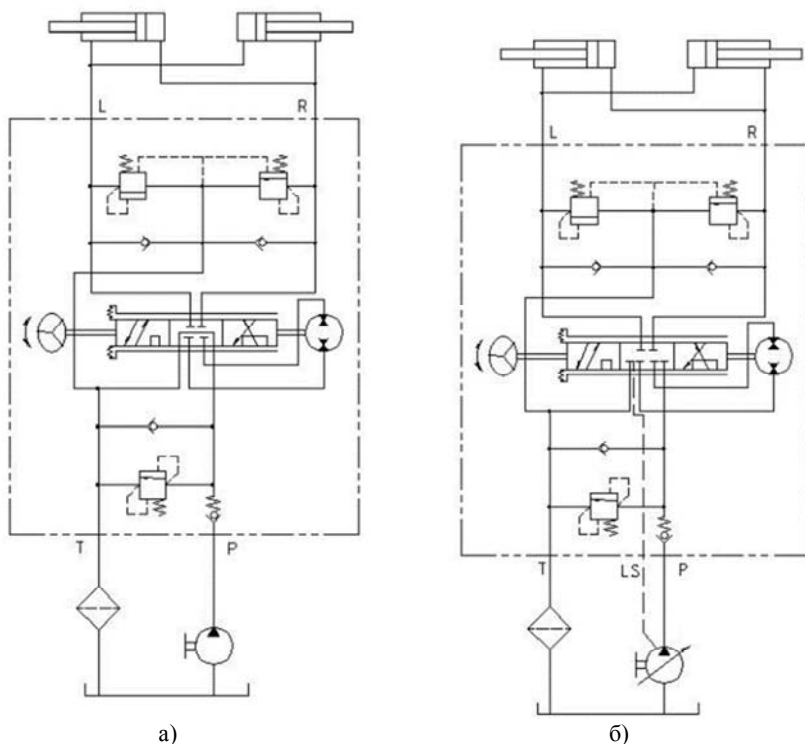


Рисунок 1 – Схемы гидрообъемного рулевого управления с открытым центром:
 а – распределитель с открытым центром;
 б – распределитель с закрытым центром [4]

Схема представлена на рис. 1, б отличается от рассмотренной выше тем, что в ней используется закрытая золотниковая пара, что предотвращает возврат потока рабочей жидкости в гидравлический бак при отсутствии управления. Для работы такой схемы требуется насос с переменным рабочим объемом и регулятором мощности работающий по принципу *LS (Load Sensing)* - позволяет оптимизировать энергопотребление и увеличить КПД работы гидравлической системы [2]. Однако, инерционность элементов насоса переменного

рабочего объема может стать причиной задержки выходного сигнала системы (движения исполнительных гидроцилиндров). Такая задержка особенно критична в ситуациях, где требуется мгновенная реакция, например, при управлении транспортными средствами или выполнении точных маневров. Поэтому при выборе системы с переменным рабочим объемом насоса необходимо учитывать ее инерционные характеристики и возможные ограничения для конкретного транспортного средства [3].

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ВАРИАНТ РАЗВИТИЯ ГОРУ

В стоящее время повышается важность рационального использования ресурсов и энергосбережения. Что делает методы управления, направленные на оптимизацию энергопотребления более перспективными. Передовые системы ГОРУ сочетают преимущества распределителей открытого и закрытого центра с возможностью регулировки производительности насоса, представляют оптимальное решение приведенной на рис. 2. Такое решение способно автоматически адаптироваться к изменению нагрузки на исполнительных гидроцилиндрах и оборотах двигателя, что улучшает ее производительность, снижает затраты и продлевает срок службы оборудования. Также они обеспечивают мгновенную реакцию и постоянную корректировку в технологических операциях, требующих высокой скорости и точности.

Схема, приведенная на рис. 2, работает следующим образом. При движении транспортного средства на номинальных оборотах двигателя, вал основного насоса приводится в движение двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и при этом схема рулевого управления работает по принципу распределителя с открытым центром. Снижение оборотов ДВС влечет за собой уменьшение потока рабочей жидкости, что приводит к увеличению нагрузки на рулевом колесе. Для устранения этого недостатка используется блок контроля потока. Если происходит снижение оборотов вала ДВС, то Блок управления подает электрический сигнал на электромеханический преобразователь электропропорционального дроссельного распределителя, входящего в БКП Р1, передающий давление через линию управления на регулятор мощности, позволяя работать насосу переменной производительности по схеме ГОРУ с закрытым центром. Что позволяет компенсировать снижение потока рабочей

жидкости и обеспечивает стабильное рулевое управление. Еще одним преимуществом такой схемы повышение энергоэффективности и увеличение общей производительности системы. В случае аварийного режима в схемах с открытым и закрытым центром оператор вынужден полагаться на собственную мускульную силу, тогда как в схеме с подпиткой в этом случае насос переменной производительности берет на себя функцию основного насоса, обеспечивая безопасное движение.

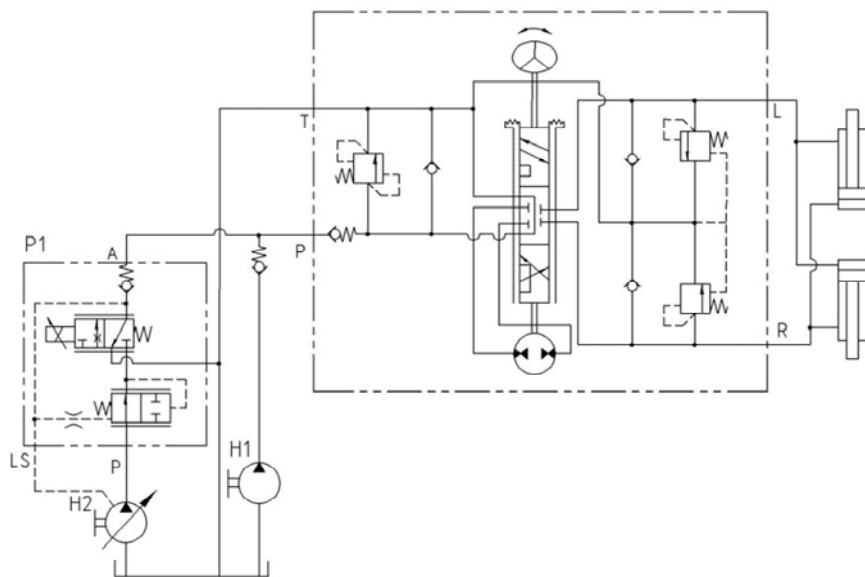


Рисунок 2 – Схема ГОРУ с блоком контроля подпитки:
H1 – основной насос; *H2* – подпиточный насос;
P1 – блок контроля подпитки (БКП);

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены основные схемы ГОРУ, принципы работы, а также преимущества и недостатки. Предложено схемное решение объединений преимуществ типовых ГОРУ путем введения БКП и автоматического изменения работы ГОРУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бендицкий, Э. Я. Рулевое управление колесных тракторов. / Э. Я. Бендицкий. – М. : Россельхозиздат, 1987. – 124 с.
2. Жданов, А. В. Обоснование основных конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин с шарнирно-сочлененной рамой. [Текст] : дис. канд. тех. наук : 05.05.04: защищена 14.12.07 : утв. 15.02.08 / Жданов Алексей Валерьевич. – Омск., 2007. – 239с. – СибАДИ.: с. 15–33.
3. Жданов А. В. Выбор основных конструктивных параметров гидрораспределителя при проектировании объемных гидроприводов рулевого управления / Ш. К. Мукушев, А. В. Жданов // Омский научный вестник. – 2006. – № 8(44). – С 87–90.
4. Дозатор-плюс : [сайт]. – URL: <https://dozatorplus.com/information/production-description/read-dosing-pumps/> (дата обращения: 02.05.2024).
5. Обзор насос-дозатора для МТЗ от FENOX (Беларусь) : [сайт]. – URL: <https://fenoxagro.com/tpost/kcrxug69o1-obzor-nasos-dozatora-dlya-mtz-ot-fenox-b> (дата обращения: 02.05.2024).

Представлено 07.06.2024

УДК 62-97/-98

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОУПРАВЛЯЕМОГО
МНОГОСЕКЦИОННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ**

DEVELOPMENT OF THE DESIGN OF AN ELECTRICALLY
CONTROLLED MULTI-SECTION HYDRAULIC DISTRIBUTOR

Бельчик Л. Д., канд. техн. наук, доц., **Ананчиков А. А.**,
канд. техн. наук, доц., **Семашко Д. В.**, маг. тех. наук,
Государственное научное учреждение «Объединенный
институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»
г. Минск, Республика Беларусь

L. Belchik, Ph. D. in Eng., Ass. Prof., A. Ananchikov, Ph. D. in Eng.,
Ass. Prof., D. Semaschko, Mas. of Science,
the State Scientific Institution «The Joint Institute of Mechanical
Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus»,
Minsk, Republic of Belarus

Разработана конструкция многосекционного гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением с возможностью программирования последовательности выполняемых операций. Указанный гидрораспределитель может применяться на энергонасыщенных тракторах «Беларус».

A design has been developed for a multi-section hydraulic distributor with electro-hydraulic control with the ability to program the sequence of operations performed. The specified hydraulic distributor can be used on energy-saturated Belarus tractors.

Ключевые слова: гидрораспределитель, конструкционная схема, блок сервоуправления, золотник, датчик положения.

Keywords: hydraulic distribution, structural diagram, servo control unit, spool valve, position sensor.

ВВЕДЕНИЕ

При работе по энергосберегающим сельскохозяйственным технологиям требуется техника большой мощности, в которой соединены

последние достижения машиностроения и электроники. Так, например, для обработки почвы по технологиям *no-till* и *mini-till*, предполагающим, как правило, немалые размеры полей, необходимы посевные комплексы с шириной захвата 12 м и более, которые агрегируются с мощными тракторами классов от 350 л. с. [1]. Помимо этого, все ведущие фирмы работают над созданием многофункциональных бортовых компьютеров, способных выполнять большое число функций отдельных систем, т.е. регулировать буксование колес, управлять с высокой точностью гидроклапанами и потоками масла гидросистемы, обеспечивать наиболее экономичный режим работы агрегата и т. д. [2]. Поэтому компоненты гидронавесных систем должны обеспечивать достаточно быстрый отклик на входные сигналы управления [3]. Этим требованиям удовлетворяют системы управления рабочими органами, разработанные с использованием современных средств электрогидравлики и электроники. Поэтому разработка отечественных гидрораспределителей с электронным управлением является важной научно-технической задачей.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

На рис. 1 представлена конструкционная схема гидрораспределителя.

В корпусе секции гидрораспределителя 1 размещены распределительный золотник 3, уравновешенный в нейтральном положении возвратной пружиной 4, компенсатор давления 5, подпружиненный возвратной пружиной 6, и запорный клапан 7, кинематически связанный с распределительным золотником 3 посредством толкателя, а также последовательно выполнены проточки 8, 9 в осевом направлении x_2 компенсатора давления 5 и проточки 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 в осевом направлении x_1 распределительного золотника 3. Проточка 8 сообщена с напорным каналом 17 насоса *P* и посредством компенсатора давления 5 – с полостью управления 18. Проточка 9 сообщена с проточкой 10, а проточка 11 – с пружинной полостью 19 указанного компенсатора давления 5 и проточкой 15. Проточка 12 сообщена с портом 20 подсоединения полости *B* исполнительного механизма. Проточка 13 сообщена со сливным каналом 21 гидробака *T*. Проточка 14 сообщена с доклапанной полостью 22 запорного клапана 7, заклапанная полость которого соединена с портом 23 подсоединения полости *A* исполнительного механизма.

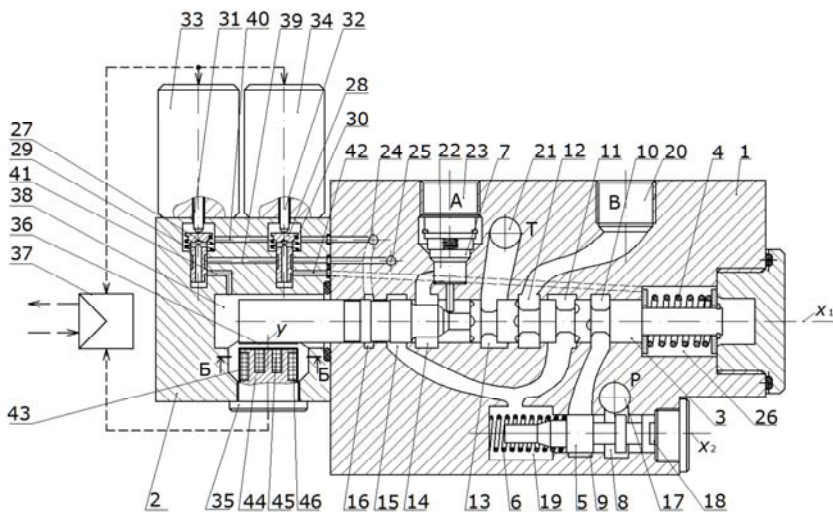


Рисунок 1 – Конструкционная схема гидрораспределителя

Кроме этого, проточка 15 сообщена посредством кольцевой канавки, выполненной на распределительном золотнике 3, с проточкой 16 и со сливным каналом 24 гидробака *T*. Корпус упомянутой секции гидрораспределителя 1 имеет также канал 25 постоянного давления и полость управления 26 распределительным золотником 3.

Блок сервоуправления 2 включает электроуправляемое пилотное устройство с двумя пилотными золотниками 27 и 28, подпружиненными возвратными пружинами 29 и 30 соответственно и кинематически связанными посредством толкателей 31, 32 с якорями электромагнитов 33 и 34, индуктивный датчик положения 35 распределительного золотника 3, плоский экран 36 из алюминиевого сплава, а также контроллер 37, электрически связанный с электромагнитами 33, 34 и с индуктивным датчиком положения 35. В корпусе блока сервоуправления 2 выполнена полость управления 38 распределительным золотником 3, входные каналы 39, 40 и выходные каналы 41, 42 указанных пилотных золотников 27 и 28. При этом входной канал 39 сообщен с каналом 25 постоянного давления, входной канал 40 сообщен со сливным каналом 24 гидробака *T*, а выходные каналы 41 и 42 – соответственно с полостями управления 38 и 26 распределительным золотником 3, которые расположены со

стороны левого и правого торцев указанного золотника 3. Индуктивный датчик положения 35 распределительного золотника 3 содержит резьбовой цилиндрический корпус 43 из нержавеющей стали, в котором размещен магнитопровод 44 Ш-образного сечения, разомкнутый участок которого образует чувствительную поверхность. На центральной и периферийной частях указанного магнитопровода 44 размещены измерительная 45 и генераторная 46 обмотки [4].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Гидрораспределитель пропорционального действия состоит из электромагнитных пилотных клапанов и основного распределительного золотника. Пилотный клапан представляет собой клапан регулирования давления с электромагнитом постоянного тока, который работает в астатическом режиме управления. В управляющих полостях распределительного золотника поочередно возникает давление управления, пропорционально которому он перемещается и коммутирует необходимую подачу рабочей жидкости к исполнительному устройству потребителя или ее отвод в гидробак. При этом величина проходного сечения окон плунжерной пары и проходящий через нее поток регулируется бесступенчато. Положение указанного золотника должно постоянно контролироваться датчиком обратной связи контура его позиционирования. При отсутствии сигнала управления на обмотке электромагнита пилотного клапана производится возврат распределительного золотника в нейтральное положение независимо от давления управления.

Особенностями гидрораспределителя является модульная конструкция и независимость работы каждой секции от нагрузки на других секциях. Картриджное исполнение пилотных клапанов и датчика положения упрощает обслуживание и ремонт гидрораспределителя. Кроме того, в электромагнитах применены магнитопроводы без сварки составных частей, что повышает его надежность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные «навороты» : [сайт]. – URL: <https://www.agroinvestor.ru/technologies/article/15051-traktor-nye-navoroty/> (дата обращения: 15.05.2024).
2. Жданович, Ч. И. Математическая модель навесного устройства трактора в составе пахотного агрегата / Ч. И. Жданович //

Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : Сборник научных статей / МинОБР, БНТУ. Выпуск 4. – Минск : БНТУ, 2022. – С. 74–82.

3. Гурбан, О. К. Выбор критериев оптимальности гидроблоков управления технологического оборудования / О. К. Гурбан, В. В. Пинчук, А. А. Гинзбург // Актуальные вопросы машиноведения. – 2023. – Т. 12. – С. 71–74.

4. Электрогидравлическое распределительное устройство : пат. ЕА 044502 / Л. Д. Бельчик, А. А. Ананчиков, А. В. Бадеев, В. Н. Ламонов, А. И. Ключев, А. С. Сикорский – Оpubл. 30.09.2023.

Представлено: 17.05.2024

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование, испытания, производство и дизайн транспортных средств.....	3
Тепловые двигатели.....	162
Тракторы, мобильные машины и комплексы.....	229
Гидравлические и пневматические системы мобильных машин и оборудования.....	295

Научное издание

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ
ТРАНСПОРТ**

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 16.12.2024. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 18,89. Уч.-изд. л. 13,94. Тираж 50. Заказ 777.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.