

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Автотракторный факультет

# АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

*Материалы Международной  
научно-практической конференции*

В 2 томах

Том 1

Минск  
БНТУ  
2018

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Редакционно-рецензионная коллегия:

декан автотракторного факультета БНТУ, д.т.н., доцент

*Д. В. Канский* (отв. редактор);

зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,

д.т.н., профессор *А. И. Бобровник*;

зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д.т.н., профессор *В. Б. Бойков*;

зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,

д.т.н., профессор *В. С. Ивашко*;

зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ, д.э.н.,

профессор *Р. Б. Ивуть*;

зав. кафедрой «Автомобили» БНТУ, д.т.н., доцент *Ю. Д. Карпиевич*;

зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,

д.т.н., профессор *Г. М. Кухаренок*;

зам. декана по научной работе АТФ БНТУ, к.т.н., доцент *А. С. Поварехо*;

зав. кафедрой «Транспортные системы и технологии» БНТУ,

д.т.н., доцент *С. А. Рынкевич*;

зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного

профиля» БНТУ, к.в.н., доцент *В. Г. Шостак*

В сборнике представлены материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», состоявшейся на автотракторном факультете Белорусского национального технического университета 14–18 мая 2018 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

ISBN 978-985-583-238-7 (Т. 1)

ISBN 978-985-583-240-0

© Белорусский национальный  
технический университет, 2018

УДК 629.1

МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ  
МАШИНЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК  
MODEL OF ALL-WHEEL VEHICLE TRANSMISSION FOR  
RESEARCH OF DINAMIC LOADS

С.А. Сидоров, канд. техн. наук, доц., О.А. Сонич, Ю.В. Курильчик  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

S.Sidorov, Ph.D. in Engineering, Associate professor, O. Sonich,  
Y. Kurilchik

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Предложена модель для определения динамических нагрузок, возникающих в деталях механической трансмиссии полноприводной колесной машины при движении на различных режимах и в различных дорожных условиях. Модель разработана в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim

The model is designed to investigate the loads that arise in the details of the manual transmission of an all-wheel vehicle while driving in different modes and in different road conditions is proposed. The model is developed in the LMS Imagine.Lab AMESim software package.

## ВВЕДЕНИЕ

Параметры ходовой системы и ее привод колесной машины определяют динамику взаимодействия колес с опорной поверхностью, нагруженность деталей трансмиссии при разгоне и торможении и долговечность большинства механизмов. Ходовая система и ее привод являются агрегатами, изменение параметров которых влияет практически на весь комплекс основных показателей машин.

В настоящее время при проектировании колесных машин повсеместно широко применяются пакеты компьютерного моделирования. Такие средства обладают различной степенью сложности и возможностями, позволяющие на стадии проектирования в достаточно короткий срок провести все необходимые расчеты.

## МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Работниками НИИЛ транспортных средств и кафедры «Автомобили» разработана имитационная модель, приведенная на рис. 1, позволяющая проводить исследования нагрузок, возникающих в элементах трансмиссии полноприводной колесной машины. Модель разработана в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim. Преимуществами данного пакета является достаточно обширная библиотека встроенных компонентов, представляющих модели узлов и агрегатов машин, что позволяет быстро создавать и рассчитывать поведение сложных мехатронных систем, возможность создания интуитивно понятного эскиза модели с помощью интерактивного графического интерфейса, а также возможность взаимодействия с другими программами, например, MATLAB Simulink.

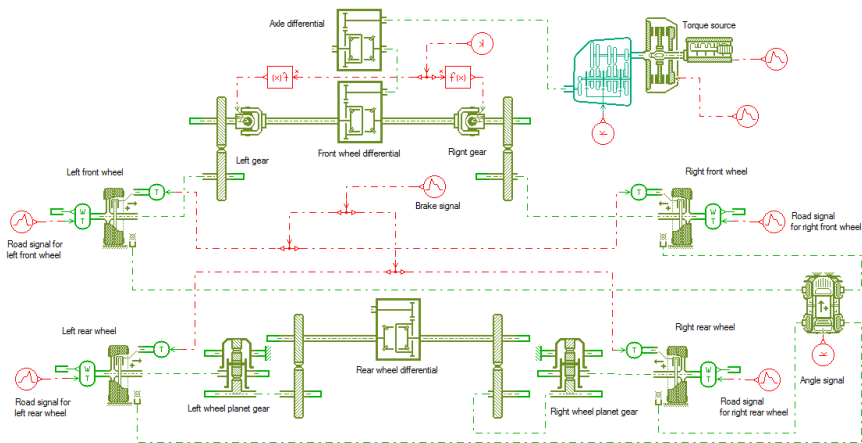


Рисунок 1 – Схема модели для определения динамических нагрузок в трансмиссии полноприводной колесной машины.

Данная модель включает подмодели источника крутящего момента, сцепления, механической коробки передач, переднего и заднего ведущих мостов, межосевого и межколесного приводов, шин в контакте с опорной поверхностью, нагрузки от веса колесной машины, тормозной системы.

Подмодель двигателя проста и включает в себя источник крутящего момента, изменение которого можно задавать, и учитывает

инерционные, упругие и диссипативные элементы привода трансмиссии.

С использованием стандартных элементов библиотек Powertrain и IFPDrive были достаточно подробно смоделированы фрикционное сцепление, механическая ступенчатая коробка передач, межосевой и межколесные дифференциалы, полуоси, бортовые и колесные редукторы. Внутренние параметры элементов, входящих в подмодели, учитывают кинематические передаточные отношения, инерционные, упругие и диссипативные характеристики. Подмодель межосевого дифференциала отключаемая, что позволяет сравнить и проанализировать нагрузки, возникающие в трансмиссии как с принудительной блокировкой, так и без нее.

Использована подмодель шины в контакте с дорогой, входящая в ту же библиотеку. Подмодель учитывает инерцию колеса, вертикальную нагрузку от веса колесной машины, изменяющуюся при изменении угла подъема/спуска, а также позволяет отдельно учитывать момент сопротивления и тормозной момент. Для моделирования профиля дороги к колесу подводится заданный момент сопротивления, изменяемый во времени.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная модель может быть модифицирована и доработана с учетом конкретных задач и использована при расчете и конструировании различных колёсных машин.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б.Альгин, В.Я.Павловский, С.Н.Поддубко; под ред. чл.-кор. АН БССР И.С.Цитовича. - Минск: Наука и техника, 1986. – 216 с.
2. Гимадиев, А. Г. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков; – Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014.
3. Сазонов, И.С. Динамика колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2006. – 462 с.

УДК 629.113

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ  
ДЕЙСТВИИ ЗНАКОПЕРЕМЕННОГО ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА  
THE MATHEMATICAL MODEL OF THE DRIVING WHEEL  
UNDER THE ACTION OF THE ALTERNATING BRAKING MOMENT

С.Н. Шуклинов, д-р техн. наук, проф., А.В. Губин  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина

S. Shuklinov, Doctor of technical Sciences, Professor, A. Gubin  
Kharkiv National Automobile and Highway University,  
Kharkiv, Ukraine

Построена математическая модель ведущего колеса автомобиля при изменяющемся тормозном моменте (режим торможение-стоп-начало движения автомобиля). Математическое моделирование выполнено с учётом динамических ситуативных факторов, возникающих при начале движения автомобиля на подъём.

A mathematical model of a car driving wheel at the changing brake torque (a brake-stop-start mode) has been built. The mathematical modelling has been accomplished taking into account situational factors which appear when the car starts moving uphill.

## ВВЕДЕНИЕ

При движении автомобиля на подъём в городском режиме довольно часто возникают ситуации, связанные с действием знакопеременного тормозного момента (торможение-стоп-начало движения автомобиля) на недеформируемой поверхности дороги. Динамика автомобильного колеса при качении по недеформируемой горизонтальной поверхности отражена в работе [1]. Целью данной работы является разработка математического описания динамического поведения ведущего колеса при начале трогания на подъём.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ ТРОГАНИИ НА ПОДЪЁМ

Математическая модель ведущего колеса в неподвижном состоянии на уклоне при действии тормозного момента описывается системой уравнений 1, составленных в соответствии с рисунком 1. При

подведении на неподвижное колесо крутящего момента и изменении тормозного момента его динамическое состояние описывается системой уравнений 2.

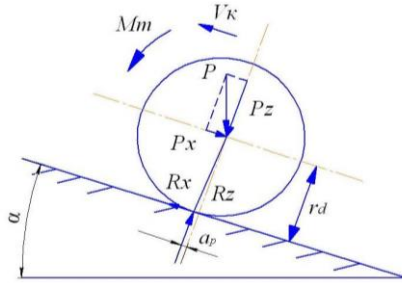


Рисунок 1 – Силы и моменты, действующие на неподвижное колесо

Условие неподвижности колеса:

$$\begin{cases} M_T = f(k_3, P_n) \geq R_x \cdot r_d + R_z \cdot a_p; \\ P_z \cdot \phi_x \geq P_x, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\phi_x$  – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью.

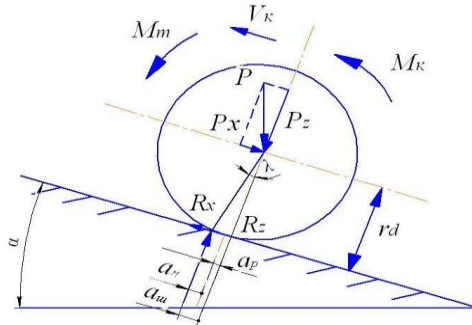


Рисунок 2 – Силы и моменты при воздействии крутящего момента на колесо

Динамические характеристики ведущего колеса при действии знакопеременного тормозного момента описывает система уравнений 2:

$$\begin{cases} I_{\kappa} \cdot (\dot{\omega}_{\kappa} - \ddot{\lambda}) = M_{\kappa} - R_z \cdot (a_p + a_m) - R_x \cdot r_d - M_T \cdot \text{sign}(\omega_{\kappa}); \\ m_{\kappa} \cdot \dot{V} + \lambda \cdot P_x = R_x; \\ \dot{V} = \dot{\omega}_{\kappa} \cdot r_{\kappa}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\omega_{\kappa}$  – угловая скорость;  $\dot{\omega}_{\kappa}$  – угловое ускорение;  $a_p$  – смещение реакции  $R_z$  силой  $P_x$ ;  $a_m$  – смещение реакции  $R_z$  моментом  $M_{\kappa}$ ;  $m_{\kappa}$  – масса колеса;  $V, \dot{V}$  – скорость и ускорение колеса;  $r_d, r_{\kappa}$  – радиус колеса соответственно динамический и кинематический;  $\lambda, \ddot{\lambda}$  – окружная деформация и ускорение окружной деформации шины.

Направление действия тормозного момента изменяется в соответствии с изменением направления вращения колеса, значение реализуемого тормозного момента на ведущем колесе определяется следующими условиями:

$$\begin{aligned} &\text{если } M_{\kappa} \leq P_{\alpha} \cdot r_{\delta} + R_z \cdot a_p, \text{ то } M_T = P_{\alpha} \cdot r_{\delta} + R_z \cdot a_p; \\ &\text{если } M_{\kappa} > P_{\alpha} \cdot r_{\delta} + R_z \cdot a_p, \text{ то } M_T = f(k_s, P_{\Pi}). \end{aligned} \quad (3)$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная математическая модель ведущего колеса легкового автомобиля при действии знакопеременного тормозного момента позволит создать предпосылки для разработки имитационной модели трогания автомобиля на подъём для исследования режимов управления тормозным моментом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. АВТОМОБИЛЬ. Теория эксплуатационных свойств. – Москва, Машиностроение, 1989. – 240 с.



УДК 629.366.05

НОВЫЙ МЕТОД БОРТОВОГО МОНИТОРИНГА СТЕПЕНИ  
ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА МОТОРНОГО МАСЛА  
A NEW METHOD FOR ONBOARD MONITORING THE DEGREE  
OF ELABORATION OF OIL RESOURCE

Ю.Д. Карпиевич<sup>1</sup>, д-р техн. наук, доц., И.И.Бондаренко<sup>2</sup>,  
Н.Г. Мальцев<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Белорусский национальный технический университет,

<sup>2</sup>УО Белорусский государственный аграрный технический  
университет, г. Минск, Беларусь,

<sup>3</sup>Совместное белорусско-российское предприятие «ТЕХНОТОН»,  
г. Минск, Беларусь.

Yu. Karpievich<sup>1</sup>, Doctor of technical Sciences, Associate Professor,  
I. Bondarenko<sup>2</sup>, N. Maltsev<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

<sup>2</sup>Belarusian state agrarian technical University, Minsk, Belarus,

<sup>3</sup>Joint Belarusian-Russian enterprise "TECHNOTON", Minsk, Belarus

Лабораторные и эксплуатационные испытания подтверждают, что между общим количеством израсходованного двигателем топлива и уровнем загрязнения, при котором он в состоянии продолжать нормально работать, существует положительное соотношение. Масло имеет ограничения на количество загрязнений, которое оно может поглотить без нарушения своих функций. Соотношение между расходом топлива и загрязнением масла является критерием для выбора интервала замены масла.

Laboratory and field tests have confirmed that among the total number of engine fuel consumed and the level of pollution in which he can continue to work normally, there is a positive correlation. Oil has limits on the amount of pollution it can absorb without disturbing their functions. The ratio between fuel and oil pollution is the criterion for selecting the oil change interval.

## ВВЕДЕНИЕ

Обычно изготовитель двигателя в инструкции по эксплуатации устанавливает наработку двигателя в моточасах или пробег автомобиля до замены масла. При этом изготовители двигателей исходят из

средних статистических данных по работоспособности масла в различных условиях эксплуатации и при техническом состоянии двигателя, близком к предельному. При фиксированной наработке до смены масла в новых двигателях и двигателях, работающих в более благоприятных условиях, замена масла происходит преждевременно, масло сливается из двигателя еще вполне работоспособным. В то же время, в некоторых двигателях (чаще из-за неполадок в системах охлаждения и топливоподачи) масло становится неработоспособным до того, как оно должно быть заменено по инструкции.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Рассмотрим новый метод бортового мониторинга степени выработки ресурса моторного масла. Предлагаемый метод бортового мониторинга степени выработки ресурса моторного масла отличается от традиционного, основанного на моточасах работы двигателя [1, 2].

Степень выработки ресурса моторного масла определяется по следующей формуле:

$$\Delta = \left[ \frac{\sum_{\rho=1}^n V_{\rho}}{V_0} + m_1 \times \kappa_1 + m_2 \times \kappa_2 \right] \times 100\% , \quad (1)$$

где  $V$  – объем израсходованного двигателем топлива за цикл «пуск-работа-останов двигателя»;  $\rho = 1, 2, \dots, n$ ,  $n$  – количество циклов;  $V_0$  – объем израсходованного двигателем топлива, соответствующий предельной выработке ресурса моторного масла;  $m_1$ ,  $m_2$  – количество циклов пуска двигателя непрогретого (до +400С) и прогретого (свыше +400С) соответственно;  $\kappa_1$ ,  $\kappa_2$  – коэффициенты выработки ресурса моторного масла при пуске непрогретого двигателя (до +400С) и прогретого (свыше +400С) соответственно.

Объем израсходованного двигателем топлива, соответствующий предельной выработке ресурса моторного масла, можно рассчитать:

$$V_0 = \frac{G \cdot t}{\rho}, \quad (2)$$

где  $G$  – часовой расход топлива;  $t$  – периодичность замены масла в моточасах работы двигателя, установленная заводом-изготовителем;  $\rho$  – плотность топлива.

Часовой расход топлива определяется по формуле:

$$G = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3}, \quad (3)$$

где  $g_e$  – эффективный удельный расход топлива;  $N_e$  – эффективная мощность.

Величина эффективного удельного расхода топлива и эффективной мощности оговариваются в техническом паспорте двигателя.

Из формулы (1) видно, что степень выработки ресурса моторного масла можно определить после каждой остановки двигателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, использование объема израсходованного топлива двигателем при определении степени выработки ресурса моторного масла позволит оперативно, в любой период эксплуатации колесных и гусеничных машин определять остаточный ресурс моторного масла, а также прогнозировать время его замены.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Карпиевич Ю.Д., Мальцев Н.Г., Бондаренко И.И. Бортовой мониторинг степени выработки ресурса моторного масла колесных и гусеничных машин // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 10–14.

2. Карпиевич Ю.Д., Бондаренко И.И., Занемонский С.В. Бортовой мониторинг выработки ресурса моторного масла // Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Междунар. науч. -практ. конф. – Минск: БГАТУ, 2017. – С. 296–298.

УДК 629.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНОГО  
ТОРМОЖЕНИЯ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ

RESEARCH EFFICIENCY REGENERATIVE BRAKING  
HYBRID CAR

В.Я. Двадненко, д-р техн. наук, с.н.с.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина

V. Dvadenko, Doctor of technical sciences, researcher.  
Kharkiv National Automobile and Highway University,  
Kharkiv, Ukraine

В работе проведен анализ рекуперативного торможения гибридных автомобилей. Повышена эффективность силовой установки гибридного автомобиля за счет более гибкого регулирования времени и мощности рекуперативного торможения. Полученные теоретические и экспериментальные результаты имеют практическое значение для транспортной отрасли.

The analysis of recuperative braking of hybrid cars is carried out in the work. The proposed improvements to this braking allow to increase the efficiency of the power plant of the hybrid car due to more flexible regulation of the time and power of regenerative braking. The theoretical and experimental results obtained are of practical importance for the transport industry.

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из возможных путей решения проблемы энергосбережения и защиты окружающей среды является использование гибридных автомобилей или переоборудование обычного автомобиля с ДВС в гибридный [1, 2]. Для снижения стоимости эксплуатации автомобиля и уменьшения вредных выбросов необходимо свести к минимуму время работы ДВС в таких автомобилях. Этого можно достичь за счет рекуперативного торможения, системы старт-стоп, а также за счет более рационального использования кинетической и потенциальной энергии движущегося автомобиля [3].

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ

Разработанная система рекуперации применена в подзаряжаемом гибридном автомобиле на основе переоборудованного автомобиля Lanos-pickup. Тяговый вентильный электродвигатель (ВЭД) разработан на основе автомобильного генератора Г290Б. Реализована параллельная схема гибрида, для чего вал электродвигателя через поликлиновую ременную передачу связан с вторичным валом механической коробки передач (МКП).

Автомобиль представляет собой результат недорогой конверсии обычного автомобиля в подзаряжаемый гибрид, обеспечивающий возможность использования его в режимах гибридного автомобиля (городское движение), электромобиля (для коротких поездок, движения в помещениях складов, магазинов), и обычного бензинового автомобиля (при большом суточном пробеге или когда разряжена тяговая аккумуляторная батарея (АБ)). Зарядка АБ производится от сети. Управление автомобилем в гибридном режиме мало отличается от управления обычным автомобилем. Добавлен тумблер между сиденьями водителя и пассажира для управления электроприводом. После включения зажигания при нейтральном положении коробки передач и неработающем ДВС водитель нажимает на педаль акселератора. Если рычажок тумблера установлен вперед – автомобиль едет вперед, если назад – автомобиль едет назад. Рычажок в среднем положении – режим обычного бензинового автомобиля. Управление педалями акселератора и тормоза, как в автомобиле с автоматической коробкой передач, что упрощает управление, особенно в заторах. После достижения скорости 35-40 км/час водитель нажимает педаль сцепления, включает сразу 4 передачу, и, отпустив педаль сцепления, едет на ДВС. Запуск ДВС и отключение электропривода происходит автоматически. Подъезжая к месту остановки, водитель ставит рычаг коробки передач в нейтральное положение, тормозит (рекуперация, потом тормозная система), и автомобиль останавливается с заглушенным ДВС. Холостого хода в гибридном режиме у ДВС нет. Улучшение экономических и экологических характеристик достигается использованием вместо неэкономичных режимов работы ДВС недорогой энергии из электрической сети. Расход бензина снижается в городских условиях в 2-3 раза, особенно в условиях транспортных заторов. Повышение экономичности и уменьшение

нагрузки на стартер достигается запуском ДВС без включения стартера. Такой запуск работает при движении автомобиля со скоростью не менее 40 км/ч, когда кинетическая энергия автомобиля, позволяет запустить ДВС быстро и без дискомфорта для водителя и пассажиров [3]. При стоящем или движущемся с низкой скоростью автомобиле используется стартерная система пуска. Важным элементом повышения экономичности и эффективности автомобиля является гибкое управление рекуперативным торможением, осуществляемое при разомкнутой трансмиссии. В конверсионном гибридном автомобиле появляется удобная возможность наилучшего использования кинетической и потенциальной энергии автомобиля непосредственно для его движения, благодаря тому, что появилась возможность иметь очень хороший накат. Обесточенный ВЭД с электромагнитным возбуждением, практически не оказывает сопротивления вращению (чего нельзя сказать о ВЭД с постоянными магнитами). В то же время есть удобная возможность электрического торможения с помощью ВЭД. Служебное торможение ВЭД включается вместе со «стоп-сигналом» путем отвода от упора педали тормоза, когда включение «стоп-сигнала» уже произошло, а контакта колодок с дисками или барабанами еще нет. Допустимость движения «накатом» появляется потому, что можно, слегка нажав на педаль тормоза, реализовать торможение с помощью ВЭД. Простое многократное включение и выключение замедления путем отведения педали тормоза от упора позволяет водителю гибко регулировать замедление при движении в потоке, и, тем самым, использовать кинетическую и потенциальную энергию автомобиля непосредственно для его движения, без потерь из-за преобразования в другие виды энергии, как происходит при рекуперации. В подзаряжаемом гибридном автомобиле не удается обеспечить необходимую эффективность электрического торможения во всех условиях, например, когда АБ достаточно заряжена. Для решения этой проблемы электрическая энергия, вырабатываемая ВЭД, сохраняется не только путем зарядки АБ, но и путем электрического подогрева охлаждающей жидкости системы охлаждения ДВС. Тем самым создается требуемый тормозной момент и кроме того улучшается тепловой режим ДВС, который в гибридном режиме часто не работает. Разработанная система управления поддерживает тормозной момент при реостатном торможении и при зарядке АБ с

помощью изменения коэффициента заполнения импульсного преобразователя, а также обеспечивает зарядку АБ как при ЭДС вращения выше напряжения АБ, так и при ЭДС вращения ниже напряжения АБ [4].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана усовершенствованная система рекуперативного торможения, позволяющая более эффективно использовать энергию движущегося автомобиля, при определенной скорости автомобиля, пуск ДВС осуществляется без стартера; энергия рекуперативного торможения используется как для зарядки аккумулятора бортовой сети, так и для электрического нагрева охлаждающей жидкости. Данная система рекуперации позволит повысить экономичность, экологическую безопасность и комфортабельность автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ник Гиббс. Плагин-гибриды будут преобладать среди автомобилей с электрофицированным приводом в Европе / Ник Гиббс // Automotive News Europe // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2015. – № 6 (95). – С. 20–21.
2. Бажинов О.В. Конверсія легкового автомобіля в гібридній: монографія / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, Х. Мауш. – Харків: ХНАДУ, 2014. – 200 с.
3. Dvadnenko V. Hybrid Vehicle Control System / В.Я. Двадненко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 38. – С. 149–154.
4. Двадненко В.Я. Математическая модель тягового вентильного электродвигателя в режиме рекуперативного торможения / В.Я. Двадненко // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 70. – С. 122–136.

УДК 629.114.2

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВОДИТЕЛЯ И СИСТЕМ  
ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ АВТОМОБИЛЯ  
TRAITS OF DRIVER'S INTERACTIONS WITH VEHICLE'S  
DYNAMIC STABILIZATION SYSTEMS

Р. А. Семенов

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

R. Semenov,

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В данной статье при помощи компьютерного моделирования типовой дорожной ситуации доказывается практическая значимость применения адаптирующихся под возможности и потребности водителя систем динамической стабилизации.

In the given article practical necessity of utilization of the vehicle's dynamic stability systems capable of adapting for driver's skills and demands is proved by means of computer modelling of the typical driving situation.

## ВВЕДЕНИЕ

С появлением практических способов реализации параллелизма вычисление в соответствии с концепцией МКМД (множественный поток команд, множественный поток данных) активно начался процесс внедрения в серийное производство систем, использующих данную технологию.

Технологии компьютерного зрения для гарантированного распознавания дорожной ситуации, искусственные нейронные сети с возможностью обучения и адаптации к дорожной обстановке, техники анализа больших данных с минимальной временной задержкой для реализации беспилотных автомобилей - все это стало возможным благодаря описанным выше изменениям в аппаратной и программной областях систем управления.

В статье рассматриваются несколько возможных сценариев поведения водителя в ситуации потери устойчивости и анализируются последствия вмешательства водителя. Основной целью является



подтверждение насущной необходимости в интеграции традиционных систем динамической стабилизации автомобиля и инновационных методов обеспечения адаптивности автоматизированных систем управления. Это необходимо для создания системы помощи водителю, которая была бы способна не просто пройти сертификацию, а в самом деле предотвратить большинство аварийно-опасных ситуаций путем эффективного, понятного водителю и предсказуемого вмешательства в процесс управления автомобилем.

## АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВОДИТЕЛЯ С СИСТЕМОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ПРИ ЗАНОСЕ АВТОМОБИЛЯ

Моделирование процесса взаимодействия водителя с системой динамической стабилизации производится в программе LMS Imagine.Lab AMESim. Модель автомобиля представлена многомассовой системой с 15-ю степенями свободы, в качестве контроллеров систем динамической стабилизации (далее СДС) и антиблокировочной и противобуксовочной систем (далее АБС и ПБС соответственно) используются упрощенные контроллеры, представленный в программе компонентами VDESP01 и VDABS01 соответственно. Гидравлический модулятор тормозного привода построен по схеме с 12-ю клапанами и обеспечивает функционирование всех трех перечисленных выше систем [1, с. 92].

Моделируемые дорожные ситуации:

1. Устойчивое движение автомобиля на повороте;
2. Потеря автомобилем устойчивости при движении на повороте при следующих режимах работы СДС:
  - 2.1. СДС включена, АБС включена, ПБС отключена;
  - 2.2. СДС отключена, АБС включена, ПБС отключена;
  - 2.3. СДС отключена, АБС включена, ПБС включена.

Используемый в модели алгоритм работы СДС является упрощенной абстракцией реальных систем, но в то же время основывается на используемой в реальных образцах архитектуре систем. В частности, группа контроллеров СДС-АБС/ПБС объединена в иерархическую структуру, в которой блоки управления АБС/ПБС находятся в статусе подчиненных в отношении блока СДС. Структура системы управления показана на рис. 1.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

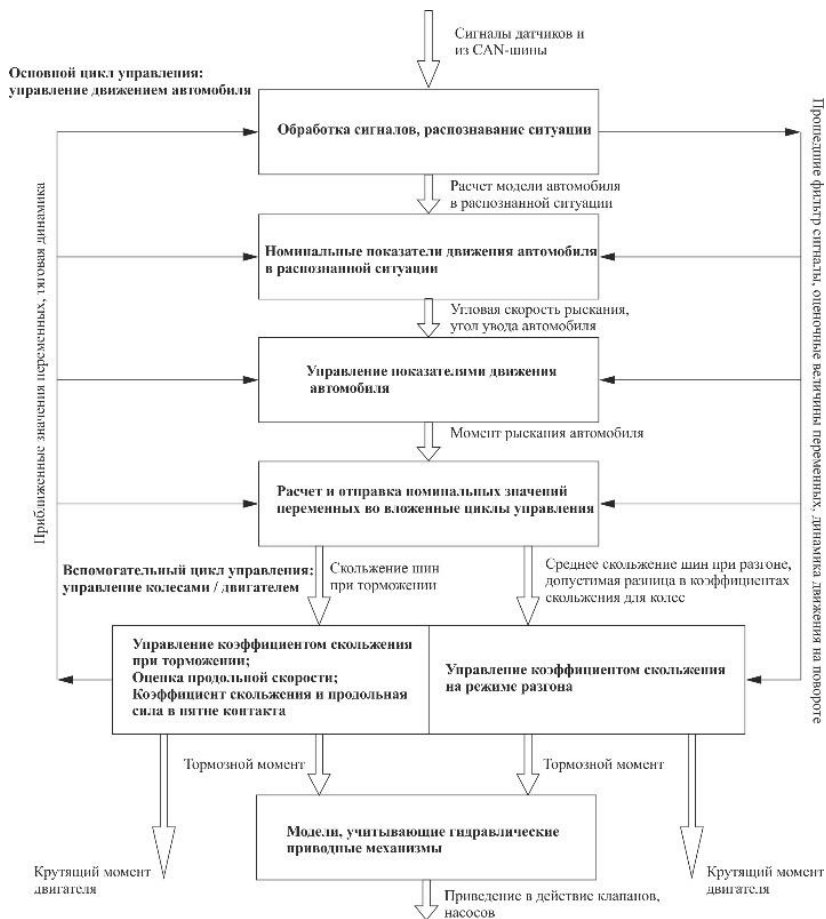
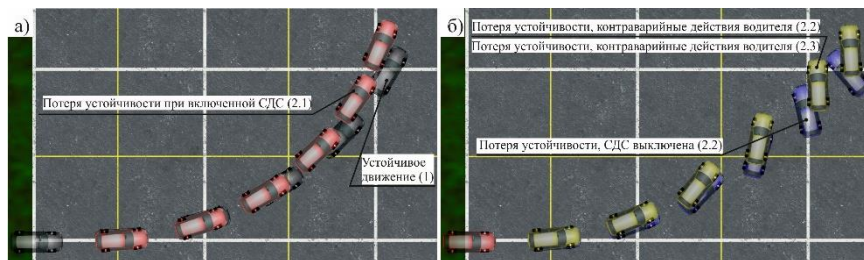


Рисунок 1 – Структура систем управления режимом движения автомобиля

Действия водителя определяются как детерминированные воздействия на рулевое колеса и педаль акселератора. При этом в сценариях 1 и 2.1 предполагается, что поворот происходит при включенной нейтральной передаче коробки передач (далее КП), а в сценариях 2.2 и 2.3 водитель совершает контраварийные воздействия на рулевое колесо и педаль акселератора. Результаты моделирования показаны на рисунке 2, где отображены положения автомобилей с шагом  $t = 0,5$  с и длительности 3 с.



а) – СДС включена; б) – СДС выключена;  
Рисунок 2 – Результаты компьютерного моделирования

Показанные на рис. 2 результаты моделирования сценариев 2.2 и 2.3 идентичны на указанном временном отрезке, однако в дальнейшем автомобиль из сценария 2.2 восстанавливает устойчивость, благодаря контраварийным воздействиям на рулевое колесо и педаль акселератора. Автомобиль из сценария 2.3 напротив, в конечном итоге разворачивает против движения, хотя управляющие воздействия водителя в сценариях 2.2 и 2.3 полностью идентичны. Причина состоит во вмешательстве ПБС в управление в ходе эксперимента 2.3. Это помешало восстановить устойчивость посредством использования силы тяги передних ведущих колес.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрена часто встречающаяся проблема ухудшения управляемости автомобиля путем неожиданных водителем действий со стороны систем СДС/АБС/ПБС. В данном случае проблема обусловлена иерархической архитектурой контроллеров. В общем виде проблема заключается в непрозрачности и непредсказуемости работы вспомогательных систем. Решение может заключаться в использовании упомянутых выше адаптивных методов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Driving stability systems / Karl-Heinz Dietsche, Maria Klingebiel, Ralf Mueller. – Robert Bosch GmbH, 2005, 101 p.
2. T. van Zanten, R. Erhardt, K. Landesfeind, G. Pfaff (2000): Vehicle stabilization by the vehicle dynamics control system ESP, IFAC Mechatronic Systems, 200, p. 95-102.

*Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»*

УДК 629.33-025.13(06)

**ОБУЧАЮЩАЯ КОМПЬЮТЕРНАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ  
УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ  
«АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»**

**EDUCATIONAL COMPUTER PROGRAM FOR AN ACADEMIC  
DISCIPLINE WITH A DEGREE "AUTOMOBILE  
CONSTRUCTION"**

**Г.А. Дыко, канд. техн. наук, доц.**

**Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**H. Dyko, Ph.D. in Engineering, Associate professor  
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus**

## **ВВЕДЕНИЕ**

Обучающая компьютерная программа (ОКП) разработана для дисциплины «Основы проектирования автомобилей» (раздел 2 «Основы теории надежности автомобилей»). ОКП соответствует учебной программе названной дисциплины, изучаемой студентами направления специальности «Автомобилестроение (механика)» на 3 курсе.

ОКП предусматривает возможность работы в ней на следующих режимах обучения: Справочник, Знакомство, Тренировка, Закрепление, Зачет, Экзамен.

## **РЕЖИМЫ ОБУЧЕНИЯ**

Режим обучения «Справочник» дает возможность вывода на дисплей основного лекционного материала по любой из шести тем дисциплины по выбору студента и прочтения этого материала без ограничения времени. В программе представлен учебный материал по следующим темам: введение в теорию надежности автомобилей, математические основы теории надежности, проблема прогнозирования надежности автомобилей на стадии проектирования, прогнозирование нагруженности механических систем автомобилей и их элементов при проектировании, вероятностный расчет ресурса деталей автомобилей, оценка надежности автомобиля как сложной механической системы

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Режим обучения «Знакомство» предполагает предварительное создание в каталоге ОКП файла со списком учебной группы. Для работы с обучающей программой требуется выбор фамилии студента. Такое же начало работы с программой должно быть и на остальных режимах обучения. В данном режиме студент может просматривать учебный материал по всем темам. Для проверки усвоения тем после изучения каждой из них на дисплей в случайном порядке выводятся контрольные вопросы. Студент должен ответить на вопрос и получить оценку правильности ответа. При неправильном ответе ОКП повторно показывает на дисплее материал по данной теме, а затем следует еще один вопрос по ней же. При правильном ответе на поставленный вопрос задается новый вопрос, но уже по другой теме. В конце сеанса знакомства с дисциплиной ОКП выставляет оценку знаний студента, отмечает процент верных ответов на вопросы, а также время, затраченное на работу в режиме «Знакомство». Кроме того, программа дает возможность студенту еще раз просмотреть ответы с указанием номеров правильных и неправильных ответов, и при желании студента он может повторить изучаемый материал.

При выборе режима обучения «Тренировка» после регистрации фамилии студента программа показывает на дисплее вопрос по случайно выбранной теме, и необходимо выбрать один из нескольких возможных ответов. После чего задается следующий вопрос, требующий варианта ответа, но уже из другой темы и т.д. Сеанс работы завершается оценкой знаний студента, процентом правильных ответов из их общего числа и показом затраченного времени. В самом конце работы на дисплее появляется список группы, в котором напротив фамилии студента проставлена общая оценка ответов.

Режим обучения «Закрепление» предусматривает регистрацию студента после выбора в предложенном меню номера его группы. Дальнейшая работа в этом режиме обучения представляет собой комбинацию определенных элементов из режимов «Знакомство» и «Тренировка» и позволяет установить в какой степени студент закрепил знания по дисциплине и подготовлен к сдаче зачета или экзамена.

Режимы обучения «Зачет» и «Экзамен» предназначены для проведения текущей аттестации по дисциплине «Основы проектирования автомобилей» в соответствии с учебным планом. Студент регистрируется в программе и последовательно отвечает на предлагае-

## *Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»*

мые вопросы, выбирая номер правильного ответа из нескольких возможных вариантов. Вопросы предлагаются из разных тем на основе их случайного выбора. В процессе сдачи зачета или экзамена программа ведет контроль времени аттестации, и при превышении установленного временного интервала программа закрывается с выставлением оценки по тем вопросам, на которые были получены ответы. Сеанс работы завершается оценкой знаний студента, процентом правильных ответов из их общего числа и показом затраченного времени. В самом конце работы на дисплее появляется список группы, в котором напротив фамилии студента проставлена общая оценка ответов. В случае, если студент неправильно ответил на один или несколько вопросов, после выставления оценки он может посмотреть, в чем были его ошибки.

Разница между экзаменом и зачетом в алгоритме программы заключается в глубине охвата тем предлагаемыми вопросами и в их количестве при прохождении той или иной аттестации.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная обучающая программа успешно применяется ряд лет в процессе обучения студентов направления специальности «Автомобилестроение (механика)» на кафедре «Автомобили» БНТУ и позволяет в сочетании с другими методами обучения и проведения текущей аттестации обеспечить высокую эффективность обучения и объективность оценки знаний студентов по специальной дисциплине «Автомобилестроения».

### ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили: Основы проектирования /М.С. Высоцкий [и др.]; под ред. М.С. Высоцкого. – Минск: Выш. шк., 1987. – 140 с.
2. Основы проектирования автомобилей. Методические указания для студентов заочной формы обучения специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение», Г.А. Дыко, Л.А. Молибошко. – Минск: БНТУ, 2003. – 56 с.

УДК 629.113

ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ АВТОПОЕЗДА  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ  
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ В ТОРМОЗНЫХ ПРИВОДАХ  
IMPROVING THE MANEUVERABILITY OF THE ROAD TRAIN  
WITH ELECTRONIC FORCE DISTRIBUTION SYSTEMS IN  
BRAKE ACTUATORS

В. М. Поляков, канд. техн. наук, доц., Д.К. Гирман  
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина  
V. Poljakov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, D. K. Hirman  
National transport university, Kyiv, Ukraine

Рассмотрена динамическая система стабилизации движения автопоезда. Предложен альтернативный путь использования влияния электронных систем на тормозные приводы для управления прицепным звеном автопоезда при маневрировании.

The dynamical system of stabilization of the traction movement is considered. An alternative way of using the influence of electronic systems on brake actuators is proposed for controlling the trailer link of an auto train during maneuvering.

## ВВЕДЕНИЕ

Значительная часть грузовых перевозок осуществляется автомобильным транспортом. Для повышения эффективности его работы обычно используют автопоезда, в состав которых входят автомобили-тягачи и прицепные звенья (прицепы и полуприцепы). Известно, что производительность использования автопоездов прежде всего зависит от количества перевезенного груза. С целью повышения грузоподъемности в состав автопоездов добавляют прицепные звенья, что приводит к увеличению габаритной длины указанных автотранспортных средств (АТС). В свою очередь увеличение длины и числа звеньев приводит к ухудшению устойчивости движения и маневренности автопоезда. Это непосредственно влияет на безопасность дорожного движения, замедляет проезд по автомобильным дорогам, и снижает среднетехническую скорость движения как автопоезда, так и всего транспортного потока.

Следует отметить, что показатели массы и геометрических параметров автопоездов ограничены нормативными документами. Так, например, для обеспечения необходимых показателей маневренности каждый элемент автопоезда должен вписываться в круг с внутренним радиусом 5,3 м и внешним – 12,5 м [1]. Практикой доказано, что для получения удовлетворительных показателей маневренности необходимо в конструкциях автопоездов применять системы управления прицепными звеньями.

## СПОСОБЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ ПРИЦЕПНОГО ЗВЕНА АВТОПОЕЗДА

Существует два способа поворота АТС - кинематический (поворотом колес или оси) и динамический (изменением крутящего момента на колесах бортов) [2].

Наибольшего распространения получил кинематический способ, но он имеет ряд существенных недостатков, а именно ухудшение стабильности движения автопоезда при высоких скоростях и уменьшение полезного объема грузового отсека.

В последнее время в машиностроении в качестве дополнительной системы управления, с функциями стабилизации и корректировки траектории движения АТС, преобладают системы с реализацией динамического способа управления поворотом. Наблюдается тенденция разработки электронных устройств, повышающих безопасность и ограничивающих воздействие человека на исполнительные элементы систем управления.

Развитие микропроцессорной техники обуславливает использование электронных блоков управления (ЭБУ) с запрограммированными алгоритмами реагирования на условия внешней среды, которые приоритетны к действиям водителя.

Реализацией динамического регулирования устойчивости движения прицепного звена автопоезда является внедрение системы ESP (Electronic в Stability Programme). Путем контроля распределения тормозных усилий по колесам, системы ESP поддерживает заданную водителем траекторию движения. Система стабилизации движения ESP выполняет сбор и обработку информации с датчиков подконтрольных ей систем, а именно ABS (Antilock Brake System), EBD (Electronic Brake Force Distribution), EDS (Elektronische Differenzialsperre), ASR (Automatic Slip Regulation).



## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Система динамической стабилизации ESP постоянно сравнивает полученные фактические данные о состоянии управляемых элементов с расчетными показателями. В случае возникновения разногласий между заданной водителем траекторией, через угол поворота управляемых колес тягача, и расчетной или в случае возникновения вероятности опрокидывания автопоезда ESP торможением полуприцепа и тормозным импульсом, который добавляется к одному из колес тягача, корректирует траекторию движения [3].

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одним из перспективных решений задачи повышение показателей маневренности автопоезда, является изменение алгоритма реагирования ЭБУ системы динамической стабилизации на исполнительные устройства (колесные тормоза).

### ЛИТЕРАТУРА

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.
2. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин – М.: Транспорт, 1986. -137 с.
3. Иванов А.М. Основы конструкции современного автомобиля / А.М.Иванов, А. Н.Солнцев, В.В. Гаевский, П.Н. Ключкин, В.И. Осипов, А.И. Попов. М.: ООО «Издательство «За рулем», 2012. – 336 с.

УДК 629.529

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ  
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕССЕ  
ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ  
THE CONTROL ALGORITHM OF A CLUTCH OF A  
HYDROMECHANICAL TRANSMISSION  
IN THE PROCESS OF SHIFT

Д.С. Белабенко

Минский завод колёсных тягачей, г. Минск, Беларусь

D. Belabenko

Minsk wheel tractor plant, Minsk, Belarus

Решение задачи совершенствования алгоритма управления переходными процессами способствует повышению конкурентоспособности гидромеханических передач. Основным требованием к данному алгоритму является обеспечение приемлемых динамической нагрузки и тягово-динамических свойств.

The solution of the problem of improving the shiftcontrol algorithm improves the competitiveness of hydromechanical transmission. The main requirement for this algorithm is to provide acceptable dynamic load and traction-dynamic properties.

## ВВЕДЕНИЕ

Современные тенденции в области гидромеханических передач (ГМП) связаны с развитием мехатронных систем управления (МСУ). МСУ позволили исключить из конструкции ГМП сложные гидравлические элементы, снизить массу, повысить точность и плавность переключения, а также обеспечить адаптивность выбора момента переключения передач. Немаловажным также является наличие функции самодиагностики, которая предупреждает и своевременно определяет возникающие неисправности.

Анализ материалов по МСУ отечественных и зарубежных ГМП показывает, что принципиально алгоритмы управления по функциональному назначению можно разделить на три группы [1]:

– управление диагностическими функциями и безопасной эксплуатацией;

- управление законами переключения;
- управление переходными процессами.

В настоящее время развитие МСУ связано с совершенствованием всех перечисленными типов алгоритмов. В данной работе рассматриваются алгоритмы управления переходными процессами, благодаря которым обеспечивается допустимый уровень динамической нагрузки и продолжительность разрыва потока мощности. Данные параметры влияют на комфортабельность движения, долговечность деталей и тягово-динамические свойства.

## ОБЗОР АЛГОРИТМОВ

На современном этапе развития МСУ ГМП актуальным является разработка алгоритмов обеспечивающих переключение передач в соответствии с технологией «Clutch-to-clutch shifts» [2]. Основная идея данной технологии заключается в разработке адаптивного алгоритма, который позволяет учесть отклонения от номинальных размеров и характеристик составных частей ГМП и работающих совместно с ними узлов.

Ключевой информацией при переключении передач по технологии «Clutch-to-clutch shifts» является сигнал о заполнении гидроцилиндра многодисковой фрикционной муфты (МФМ) [2].

Задача разработки алгоритмов управления переходными процессами также усложняется по причине отсутствия подробной и систематизированной информации об аналогичных работах зарубежных производителей [3]. Это подтверждает ключевое значение управления переходными процессами в конкуренции производителей ГМП.

Анализ предлагаемых отечественных разработок [3] и реализованных зарубежных [2], [3] показывает необходимость введения в алгоритм управления переходными процессами обратной связи, которая позволяет точно контролировать управляющие параметры в соответствии с параметрами объекта управления. При этом принципиально обратная связь может учитываться как в процессе переключения, так и после него в последующих переключениях [2].

Современные обучающиеся алгоритмы используют нечеткую логику, которая позволяет учитывать не четкие пороговые значения, а «размытые», более приближенные к понятиям людей, что, как показывает практика, позволяет добиться более точного управления и

обеспечить предъявляемые требования. При использовании нечеткой логики требуется меньший объем памяти, но количество вычислений увеличивается.

## ТРУДНОСТИ РАЗРАБОТКИ АЛГОРИТМОВ

Разработка и совершенствование алгоритма управления процессом переключения передач отечественных ГМП по типу «Clutch-to-clutch shifts» на примере ОАО «МЗКТ» затрудняется применением фрикционных дисков с материалом МК-5, по причине значительной разницы между коэффициентами трения покоя и скольжения.

В таких условиях, когда переключение передач может осуществляться только с разрывом потока мощности или существенным снижением передаваемой мощности при скольжении фрикционных дисков, наличие обратной связи в процессе переключения не вызывает существенного улучшения оценочных параметров.

Алгоритм управления работой электрогидравлического пропорционального клапана кроме учета этапов включения МФМ (заполнение гидроцилиндра, перемещение поршня, управление проскальзыванием фрикционных дисков), должен постоянно отслеживать не только начальные отклонения размеров от номинала, но и корректировать управляющие параметры по мере износа деталей.

С учетом технического уровня отечественных ГМП достаточно введение в алгоритм обратной связи по результатам предыдущего переключения, что и описывается в современных научных отечественных работах.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современный этап развития МСУ ГМП характеризуется неотделимостью совершенствования алгоритмов и конструктивных элементов ГМП, в частности объектов управления – МФМ.

Применение нечеткой логики и обучающихся алгоритмов позволяет без дополнительной настройки в процессе эксплуатации автомобиля обеспечить качество оценочных параметров на приемлемом уровне.

Современные алгоритмы управления переключением передач развиваются в направлении уменьшения количества датчиков ГМП с увеличением или сохранением качества информации обратной связи от объекта управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белабенко, Д.С. Результаты исследования алгоритмов управления ГМП и предпосылки их совершенствования / Д.С. Белабенко, А.С. Башарков, В.С. Севрук // 7-я Международная научная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения: сб. науч. ст.: в 3 ч. / Государственный военно-промышленный комитет Республики Беларусь. – Минск: Четыре четверти, 2017. – Ч. 1. – С. 217–221.

2. Поддубко, С.Н. Управление динамикой переходных процессов в автомобильных силовых установках с автоматизированными приводами: современная теория и техника / С.Н. Поддубко, Л.Г. Красневский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. /Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. – 2017. – Вып. 6. – С. 66–75.

3. Белабенко, Д.С. Тенденции развития исполнительных механизмов и алгоритмов управления гидромеханическими передачами / Д.С. Белабенко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр./Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. – 2017. – Вып. 6. – С. 106–117.

УДК 629.03

БЕСПРОВОДНАЯ ПЕРЕДАЧА ДАННЫХ ПРИ ИЗМЕРЕНИИ  
КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КАРДАННОМ  
ВАЛУ АВТОМОБИЛЯ

WIRELESS DATA TRANSMISSION WHEN MEASURING TORQUE  
ON TRUCK CARDAN

Ле Ван Нгиа, О.С. Руктешель, д-р техн. наук, проф.  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

Le Van Nghia, O. Rukteshel, Doctor of technical Sciences, Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В работе приводится принципиальная схема бесконтактного датчика крутящего момента (БДКМ) на карданном валу грузового автомобиля, а также метод беспроводной передачи данных и экспериментальные результаты при измерении крутящего момента трансмиссии в диапазоне 0...10 кН·м.

This report shows the principle schema of a non-contact torque sensor on the truck cardan shaft, as well as the method of wireless data transferring and experimental results when measuring the transmission torque in the range 0 ... 10 kN·m.

## ВВЕДЕНИЕ

Определение и регистрация крутящего момента являются актуальной задачей при изучении динамических процессов вращающихся валов. На сегодняшний день используют, в основном, тензорезисторы в качестве чувствительного элемента для измерения механических деформаций, и в том числе для измерения крутящего момента. Одной из важных задач при этом является передача сигнала от тензорезисторов, находящихся на вращающихся валах, на неподвижное регистрирующее устройство. Традиционное решение данной задачи основано на применении контактных токосъемников, которые отличаются сложностью при установке измерительных аппаратов, повышенной помехой и низкой надежностью. В данной работе

решается названная задача путем применения беспроводной радиопередачи данных, которые отличаются простотой установки, надежностью в работе и низкой себестоимостью.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Известно, что при измерении крутящего момента выходной сигнал (напряжение) от тензорезисторов, подключённых по полной мостовой схеме является аналоговым с низким значением (в пределах несколько мВ) [1]. Поэтому для регистрации данного сигнала электронными приборами требуется усилитель (см. рис. 1, первый усилитель). Аналоговый сигнал преобразуется микроконтроллером в цифровой и передаётся к передатчику, от которого осуществляется беспроводная передача данных к приемнику.

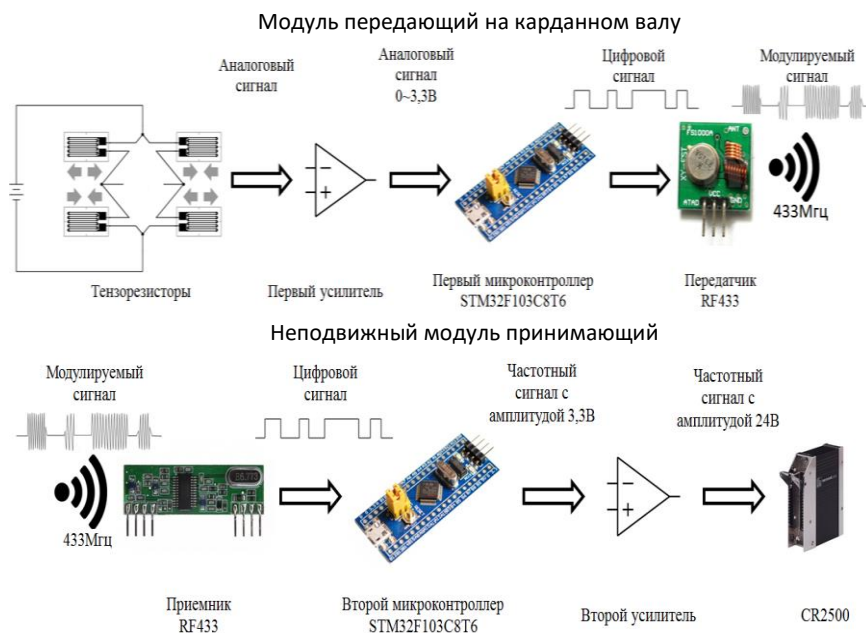


Рисунок 1 – Принципиальная схема БДКМ

Благодаря ряду преимуществ, таких как бесцензионность в применении, доступная цена при хорошем качестве передачи, простота

в использовании, в качестве беспроводной передачи данных используется цифровая.

В настоящее время существуют несколько типов радиопередач данных с разной частотой при малой дальности, такие как Wi-fi, Bluetooth, RF433 и RF315. При выборе технологии следует руководствоваться следующими факторами: объем данных, время отклика, надежность отклика, дистанция связи и число узлов связи [2]. В рассматриваемом случае выбирается радиопередача с частотой 433 МГц, технические данные которой приведены в работе [3]. Для обеспечения передачи данных в реальном масштабе времени, применяется интерфейс данных UART, принцип передачи которого представлен на рисунке 2 [4].

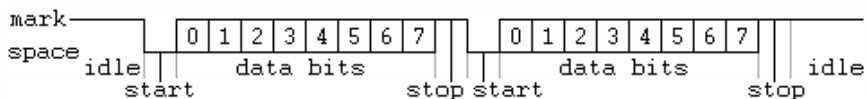


Рисунок 2 – Принцип передачи данных UART

Передача данных в UART осуществляется по одному биту в равные промежутки времени. Этот временной промежуток определяется заданной скоростью UART и для конкретного соединения указывается в бодах (что в данном случае соответствует битам в секунду). При измерении крутящего момента, скорость UART для передачи данных принимается 9600 бод.

Помимо информационных бит, UART автоматически вставляет в поток синхронизирующие метки, так называемые стартовый и стоповый биты. При приёме эти лишние биты удаляются из потока. Обычно стартовый и стоповый биты обрамляют один байт информации (8 бит), при этом младший информационный бит передаётся первым, сразу после стартового. Так как передаётся 10 бит за одно сообщение (старт-бит, 8 бит данные и стоп-бит), то мы можем передать 960 сообщений в секунду или примерно одно сообщение за одну миллисекунду.

Результаты экспериментальных исследований, представленные на рис. 3 при тарировке БДКМ имеют менее, чем 5% погрешность, что подтверждает работоспособность данного бесконтактного датчика крутящего момента.



### Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

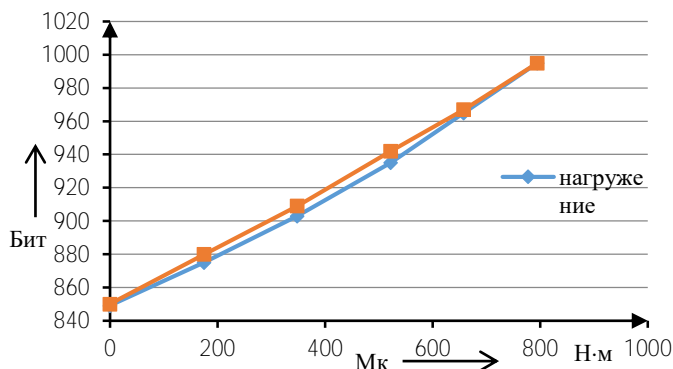


Рисунок 3 – Результаты экспериментальных исследований при тарировке БДКМ

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Результаты экспериментальных исследований подтверждают работоспособность БДКМ.

2. Кроме того, технические характеристики данного БДКМ оказываются не хуже, чем у отечественных и зарубежных аналогов, при более низкой себестоимости изготовления.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии / В. А. Шушкевич. – Минск: Высшая школа, 1975. – 352 с.

2. Ua.Automation.com [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ua.automation.com/content/obzor-sredstva-besprovodnoj-peredachi-informacii-v-sistemah-asu-tp/>. – Дата доступа: 06. 05. 2018 г.

3. Mantech electronics [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.mantech.co.za/Datasheets/Products/433Mhz\\_RF-TX&RX.pdf/](http://www.mantech.co.za/Datasheets/Products/433Mhz_RF-TX&RX.pdf/). – Дата доступа: 06. 05. 2018 г.

4. Википедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Универсальный\\_асинхронный\\_приёмопередатчик/](https://ru.wikipedia.org/wiki/Универсальный_асинхронный_приёмопередатчик/). – Дата доступа: 06. 05. 2018 г.

629.3.01

УТОЧНЕНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАДИУСА ИНЕРЦИИ  
АВТОМОБИЛЯ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
DETERMINATION UPDATE OF THE THE INERTIA RADIUS CAR  
AT THE DESIGN STAGE

М. А. Подригало<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф.,  
А. И. Коробко<sup>2</sup>, канд. техн. наук, доц.

<sup>1</sup>Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина

<sup>2</sup>Харьковский филиал Украинского НИИ прогнозирования  
и испытаний техники и технологий для с/х производства,  
г. Харьков, Украина

M. Podrygalo<sup>1</sup>, Doctor of technical Sciences, Professor,  
A. Korobko<sup>2</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor

<sup>1</sup>Kharkov national automobile and road University, Kharkiv, Ukraine

<sup>2</sup>Kharkov branch of the Ukrainian research Institute of forecasting and  
testing of equipment and technologies for agricultural production,  
Kharkov, Ukraine

Предложен метод оценки радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси, позволяющий на треть уменьшить относительную погрешность его определения. Предложена уточненная формула для расчета на этапе проектирования радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси.

The method of estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car is proposed. This allows a third to reduce the relative error of its definition. A refined formula for calculating the radius of inertia design with respect to the vertical axis of the car is proposed.

## ВВЕДЕНИЕ

Момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси оказывает существенное влияние на управляемость и устойчивость последнего. Однако его определение на этапе проектирования автомобиля не имеет достаточной точности, а на этапе изготовления опытных образцов требует разработки сложного испытательного стендового оборудования. Рядом авторов предложены вероятностные ме-

тоды расчета радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси [1, 2, 3]. При допустимой 30 % относительной погрешности известного метода это дает более значительную погрешность определения момента инерции автомобиля, поскольку в формулу для его определения входит квадрат радиуса инерции.

## РАСЧЕТНАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАДИУСА ИНЕРЦИИ АВТОМОБИЛЯ

Анализ результатов экспериментального определения радиусов инерции  $i_z$  автомобилей [4] показывает, что их значения близки к результатам расчета радиуса инерции по формуле

$$\bar{i}_z = \sqrt{ab}. \quad (8)$$

Величина  $\bar{i}_z$  представляет собой среднее значение величины координат  $a$  и  $b$  центра масс автомобиля. В докладе представлены результаты расчета, которые показывают, что при расчете по формуле (1) абсолютная величина разности теоретических и экспериментальных значений радиусов инерции автомобилей не превышает 15 %.

Таким образом, использование уравнения (1) для определения математического ожидания радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси дает возможность повысить точность расчетов. По сравнению с ранее используемыми выражениями [4] средняя относительная погрешность уменьшается от 21-27 % до 5 %. Это означает, что средняя погрешность определения моментов инерции автомобиля относительно вертикальной оси уменьшилась с 46-61 % до 10 %.

Полученные результаты расчета показывают, что среднее значение абсолютной величины отношения составляет величину 0,063.

Выразим радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси следующей зависимостью

$$\bar{i}_z = A\sqrt{ab}, \quad (2)$$

где  $A$  – поправочный коэффициент.

$$A = \frac{i_z}{\sqrt{ab}}. \quad (3)$$

В результате оценки среднего значения  $\bar{A}$  определено

$$A = \bar{A} \pm \sigma_A = 0,925 \pm 0,065, \quad (4)$$

где  $\sigma_A$  – среднее отклонение параметра  $A$ .

Расчетное значение радиуса инерции  $i_{zp}$  относительно вертикальной оси автомобиля в пределах одного среднеквадратичного отклонения может быть определено по формуле

$$i_{zp} = (\bar{A} \pm \sigma_A) \sqrt{ab} = (0,925 \pm 0,065) \sqrt{ab}. \quad (5)$$

Расчетное значение момента инерции  $I_{zcp}$  относительно вертикальной оси автомобиля

$$I_{zcp} = m_a 0,860 ab \pm m_a 0,120 ab = \bar{I}_{zcp} \pm 0,120 m_a ab. \quad (6)$$

где  $\bar{I}_{zcp}$  – среднее значение момента инерции автомобиля.

Относительная погрешность определения  $I_{zcp}$  в пределах среднеквадратичного отклонения радиуса инерции  $i_z$

$$\delta I_{zcp} = \pm \frac{m_a ab}{\bar{I}_{zcp}} = \pm \frac{0,12 m_a ab}{0,86 m_a ab} = \pm 0,139. \quad (7)$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования предложена уточненная формула для расчета на этапе проектирования радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси. Использование предложенной формулы позволяет снизить погрешность определения радиуса инерции от 21–27 % до 5 %, а погрешность определения момента инерции автомобиля от 46–61 % до 10 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобшко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
2. Подригало М.А. Уточнение вероятностного метода определения радиусов инерции колесной машины / М.А. Подригало, Е.А. Дубинин, В.В. Глущенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2015. – Вып. 37. – С. 116–122.
3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. Пер. с англ. Г. К. Мирзоев. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

УДК 504.05

ВОЗДЕЙСТВИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ИЗЛУЧЕНИЙ  
ГИБРИДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ВОДИТЕЛЕЙ  
И ПАССАЖИРОВ

THE IMPACT OF ELECTROMAGNETIC RADIATION GIBRYDEN  
VEHICLES TO DRIVERS AND PASSENGERS

М. Н. Кравцов, канд. тех. наук., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина

M. Kravtsov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Kharkiv National Automobile and Highway University,  
Kharkov, Ukraine

На основе анализа воздействия на человека электромагнитных излучений, которые возникают в гибридных и электроавтомобилях, проведен мониторинг их вредности.

Based on the analysis of human exposure to electromagnetic emissions that occur in hybrid and electric vehicles, their harmfulness was monitored.

ВВЕДЕНИЕ

Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) охарактеризовала электромагнитные засорения как актуальную проблему и наметила

меры по усилению безопасности людей, пользующихся электро- и гибридными видами транспорта. По статистике 20-30% территории городов подлежат электромагнитным засорениям, из-за которых люди получают значительные болезни, травмы и облучения.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В окружающей человека среде постоянно присутствуют электромагнитные поля антропогенного и природного происхождения. Источники электромагнитных полей (ЭМП) антропогенного характера делятся на низкочастотные (0-3 кГц) и высокочастотные (от 3 кГц до 300 ГГц).

Первые включают в себя все системы производства, распределения электроэнергии, домашнюю и офисную электронную технику, а также информационные средства отображения индивидуального пользования (мониторы ПК), автомобильный, городской, железнодорожный транспорт и транспорт на электроприводе. Главные составляющие электромагнитного загрязнения находятся в низкочастотном диапазоне, так как электромагнитный спектр лежит в области от 0 до 1010 Гц [1].

Влияние электромагнитного поля (ЭМП) на организм человека было рассмотрено в 40-х годах, первым из исследователей был врач П. Ижевский, который доказал, что электромагнитное излучения (ЭМИ) влияет на работоспособность и здоровье человека и это влияние может быть достаточно непредсказуемым. [3].

Сегодня ЭМП искусственного происхождения является значительным экологическим фактором, биологическая активность которого очень высока.

ЭМИ и его распределение в человеческом теле определяется размерами и формой органа, а также тканей, а именно их электрическими свойствами. Тело человека впитывает в себя электромагнитное поле и поглощает больше энергии при частоте 0,04–10 ГГц. Вследствие многолетнего длительного действия биологический эффект накапливается, что и приводит к развитию опухоли головного мозга, рака крови, дегенерация нервной системы и других негативных факторов [13].

У человека центральная нервная система наиболее чувствительна при воздействии ЭМИ, а также не менее чувственными органами яв-

ляются глаза и иммунная система. В результате действия на человека ЭМИ может ухудшиться кровеносная, сердечно-сосудистая и иммунная системы [5].

Измерение уровней ЭМП производится при помощи измерительных приборов: ВЕ-50, ТЕС-92, ТМ-196, NBM-550, SRM-3000 и других видов. Для этого измерительный прибор располагается внутри (или с наружи), по центру автомобиля в салоне, местах установки ДВС, ЭД, аккумуляторной батареи, инвертора и выполняется изменение ЭМП[8].

На электромагнитное поле гибридного автомобиля влияют элементы: степень сжатия двигателя внутреннего сгорания (ДВС); электрический двигатель (ЭД); инвертор; литий-ионная аккумуляторная батарея; пластмассовые или металлические крыши; крылья; воздушные фильтры; размеры, форма катушки зажигания, место её расположения; качество и длина высоковольтных проводов; форма и размеры моторного места; расстояние между колесами и мотором; праворульное или леворульное управления; электронные средства зажигания; электрическая кабельная линия; сервисные механизмы, если они есть; устройства радиопередачи и систем вычисления; все системы и узлы, если они не в техническом состоянии, из которых состоит электромагнитное поле; условия и характер движения автомобиля.

Напряженность магнитного поля значительно зависит от работы гибридного агрегата, так как силовая шина, соединяющая аккумуляторную батарею с силовым агрегатом является самым мощным источником электромагнитного поля. В салоне силовая шина, располагается под сиденьем пассажира и водителя [2].

Наиболее распространенные методы защиты от воздействия ЭМП от различных источников ЭМИ являются конструкционные: зонирование, экранирование, практическое заземление.

Изготовление гибридных и электрических автомобилей с малым уровнем электромагнитного воздействия - сложная задача. Решение этой проблемы начинаются ещё при конструкторской разработке и является важным моментом, направленным на безопасность. Для повышения электромагнитной безопасности принимаются различные конструкционные методы защиты [8].

В настоящее время для повышения электромагнитной безопасности используется электромагнитное экранирование. Но очень часто

при выборе корпуса-экрана стенки очень тонкие для практического применения, или если это очень редкие материалы, стоимость которых не может удовлетворить другие потребности. Вследствие этого большинство экранов значительно толще, чем это необходимо [6].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические исследования показали, что гибридный автомобиль является источником электромагнитного излучения, которые негативно влияют на здоровье и самочувствие человека.

На стадии конструктивной разработки гибридного автомобиля с целью снижения уровня напряженности электромагнитного поля необходимо изолировать силовую шину, которая проходит под сиденьем водителя, переместив ее под сиденье пассажира, который находящегося в автомобиле значительно меньше, или дополнительно её экранировать.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бажинов А.В., Смирнов О.П. Концепция создания экологически чистого автомобиля. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. Луганськ, 2006. - №7, С. 15-19.
2. Гібридні автомобілі // (Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А. та інші.) -Х: ХНАДУ, 2008. – 327 с.
3. Грачев Н.Н. Защита человека от опасных излучений // Н.Н. Грачев, Л.О. Мырова - М: БИНОМ., 2005. – 317 с. (Лаборатория знаний).
4. Гроднев И.И. Электромагнитное экранирование в широком диапазоне частот. – М.: Связь,1972. – 112 с.
5. Любимов В.В. Электромагнитные поля, их биотропность и нормы экологической безопасности В.В. Любимов, М.В. Рагульская // 1-я Троицкая конференция по медицинской физике: Тезисы докл. – Троицк: 2004. – С. 75–76.
6. Николаев П.А. Автомобиль – источник электромагнитной опасности П.А. Николаев, Р.Р. Соешев // Экология и жизнь. – 2007. – № 2(63). – С.54–57.
7. Павлова Е.И. Экология транспорта: учебник для студентов вузов Е.И. Павлова. – М.: Высшая школа, 2006. – 344 с.



*Секція «АВТОМОБІЛЕСТРОЕНИЕ»*

8. Птицына Н.Г. Естественные и техногенные низкочастотные магнитные поля как факторы, потенциально опасные для здоровья // УФН.1998. Т.168.№7.– С. 767–791.

9. Рикетс Л. У., Бриджес Дж. Э., Майлетта Дж. Пер. с англ. / Под ред. Н. А. Ухина. - М.: Атомиздат, 1979. – 328 с. США, 1976.

10. Темурьянц Н.А. и др. Сверхнизкочастотные электромагнитные сигналы в биологическом мире. Киев: Наукова думка, 1992. – 187 с.

11. Екологія і безпека життєдіяльності: [навч. посібник для вузів] / Д.А. Кривошеїн, Л.А. Мурашка, Н.Н. Роева та ін., під ред. Л.А. Мурашки. – Г.: ЮНІТА-ДАНА, 2002. – 447 с.

12. Электромагнитные поля радиочастот. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля: ГОСТ 12.1.006–84.

13. Холодов Ю.А. Влияние магнитных полей на биологические объекты. М.: Наука, 1971. – 124 с.

УДК 629.113

МАНЕВРЕННОСТЬ АВТОПОЕЗДА С ПРИЦЕПОМ  
КАТЕГОРИИ O<sub>2</sub>

THE MANEUVERABILITY OF MOTOR TRAIN WITH TRAILOR  
CATEGORY O<sub>2</sub>

В. П. Сахно<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф.,

В.В. Стельмашук<sup>2</sup>, канд. техн. наук, доц., Р.В. Пазин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Национальный транспортный университет, Киев, Украина,

<sup>2</sup>Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

V. Sakhno<sup>1</sup>, Doktor of technical sciences, Professor,

V. Stelmachyk<sup>2</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate. Professor, R.V.Pazin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Transport University, Kyiv, Ukraine,

<sup>2</sup>Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

В статье определены показатели маневренности автопоезда на эластичных в боковом направлении колесах тягового автомобиля и прицепа категории O<sub>2</sub> путем интегрирования линеаризованной системы уравнений. Установлено, что учет бокового увода шин колес автопоезда приводит к увеличению ГПД на 10 ... 14%.

The article defines the indicators of maneuverability of an automobile traction on the lateral elastic wheels of a traction vehicle and a trailer of category O<sub>2</sub> by integrating a linearized system of equations. It was established that the account of the lateral tire of the tire of the wheels of the carriage trains leads to an increase in GPA by 10 ... 14%.

## ВВЕДЕНИЕ

Основными конструктивными отличиями прицепов нового поколения категории O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub> является наличие двухосного ходовой тележки и тормозной системы с приводом инерционного или другого типа. Прицепы типа ПГМФ (прицепы грузовые многофункциональные), которые относятся к категории O<sub>2</sub>, оснащены одинарной или сдвоенной осью с тормозами и предназначены для транспортировки грузов, оборудования, сельскохозяйственной продукции, товаров народного потребления, новых или поврежденных транспортных и специальных средств и оборудования [1].

Для прицепов категории O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub>, эксплуатируемых как правило, частными предпринимателями и любителями, важным является

обеспечение необходимых показателей маневренности и устойчивости при движении в различных дорожных условиях.

## ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АВТОПОЕЗДА

Свойства автопоезда, как единой механической системы тел, зависят от физических явлений, возникающих при движении всех его элементов и взаимодействия последних между собой [2]. В свою очередь, эти явления определяются геометрией и структурой автопоезда. Для рассматриваемого автопоезда, состоящего из двух модульных звеньев, которые, в свою очередь, состоят из кинематически независимых элементов - тягового автомобиля и прицепа, составлены уравнения движения.

Система уравнений, описывающая плоскопараллельное движение автопоезда, существенно нелинейная и ее интегрирования даже с привлечением современной вычислительной техники вызывает определенные трудности [3]. Поэтому на первом этапе уравнения были упрощены. Считалось, что автопоезд в составе тягового автомобиля и двухосного прицепа движется равномерно и углы поворота внешнего и внутреннего колес автомобиля-тягача одинаковы.

После определения нормальных реакций опорной поверхности на колеса автомобиля и прицепа, моментов инерции звеньев автопоезда и углов увода колес уравнения движения были проинтегрированы, в частности были получены траектории центра масс автомобиля и габаритная полоса движения автопоезда (ГПД), рис. 1.

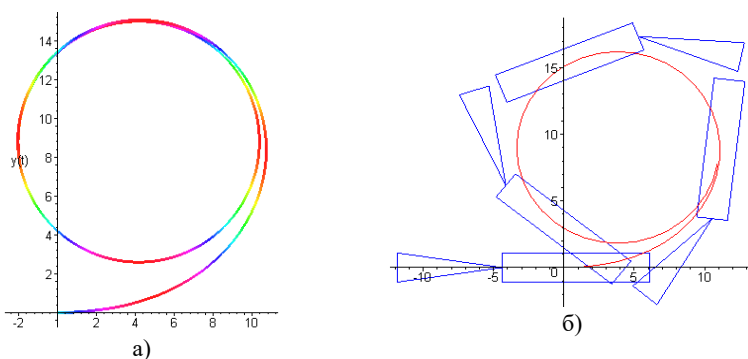


Рисунок 1 – Траектория центра масс тягового автомобиля (а) и звеньев автопоезда (б) при угле поворота управляемых колес тягача ( $\theta = 0,3$  рад)

При этом было установлено, что углы увода колес прицепа больше в сравнении с углами увода колес автомобиля, что приводит к увеличению смещения траектории прицепа относительно траектории автомобиля и как следствие к увеличению ГПД автопоезда.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель автопоезда в плоскопараллельном движении. Интегрирование линеаризованной системы уравнений позволило определить показатели маневренности автопоезда и установить, что учет бокового увода шин автомобиля и прицепа приводит к увеличению ГПД автопоезда на 10 ... 14%. Показано, что маневренность автопоезда на эластичных в боковом направлении колесах с учетом всех возможных ограничений (базы автомобиля-тягача, расположение точки сцепки, длины дышла прицепа, базы прицепа) может обеспечить рассматриваемый автопоезд.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прицепы грузовые многофункциональные: <http://uaz-upi.com/price>.
2. Закин Я. Х. Маневренность автомобилей и автопоездов / Я.Х.Закин - М.: Транспорт, 1986. - 137 с.
3. Поляков В.М., Сахно В.П. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія / В.М. Поляков, В.П. Сахно. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2014. – 206 с.

УДК 629.113

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ МАНЕВРЕННОСТИ МЕТРОБУСА  
WAYS OF IMPROVING MANOEUVRABILITY METROBUS

В. П. Сахно<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф.,

В.П.Онишук<sup>2</sup>, канд. техн. наук, доц., О.Е.Омельничий<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Национальный транспортный университет, Киев, Украина,

<sup>2</sup>Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

V. Sakhno<sup>1</sup>, Doktor of technical sciences, Professor,

V. Onischuk<sup>2</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, O.Omelnitsky<sup>1</sup>

<sup>1</sup>National Transport University, Kyiv, Ukraine,

<sup>2</sup>Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Проведенными исследованиями установлено, что улучшить показатели маневренности трехзвенного метробуса за счет компоновочных параметров автобуса и прицепных звеньев практически невозможно. Наличие управляемого прицепа несколько уменьшает смещения звеньев, однако выбранные передаточные отношения привода управления прицепом не обеспечивают его вписывания в допустимую полосу движения, регламентированную DIRECTIVE 2002/7/ЕС. Это необходимо учитывать при проектировании трассы для движения трехзвенных метробусов.

The conducted researches have found that it is practically impossible to improve the indicators of maneuverability of a three-axle metro bus due to the layout parameters of the bus and trailer units. The presence of a managed trailer slightly reduces the unit displacement, however, the selected transmission ratios of the drive control of the trailer do not allow it to fit into the permissible traffic lane, as regulated by DIRECTIVE 2002/7 / EC. This should be taken into account when designing a route for the movement of three-axle metro buses.

## ВВЕДЕНИЕ

Метробус или новая система автобусного движения "Скоростной автобусный транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) имеет свои, отдельные от основного транспорта, полосы движения на улицах города. Эта система имеет ряд неоспоримых преимуществ, среди которых высокая пассажировместимость и скорость передвижения, что

способствует уменьшению количества авто на дорогах города и, соответственно, уменьшению выбросов выхлопных газов.

В работе [1] рассмотрена кинематика поворота двух и трехзвенных метробусов, определены габаритные радиусы поворота и габаритная полоса движения (ГПД), которая составила для двухзвенных метробусов 8,9 м, а трехзвенных - 9 9 м, что значительно превышает максимально допустимую по DIRECTIVE 2002/7 / ЕС [2].

Предыдущими исследованиями доказано, что маневренность транспортных средств на предварительном этапе можно определять на жестких в боковом направлении колесах. При этом погрешность определения ГПД не превысит 10 ... 12%.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГПД

Методика расчета базируется на определении углов складывания звеньев автопоезда и смещения траекторий ведомых звеньев относительно ведущего. Эта методика может быть применена и для определения ГПД метробуса с управляемыми прицепными звеньями.

Траектория каждого звена автопоезда определяется траекторией его главной точки, т.е. при рассмотрении вопросов кинематики поворота трехзвенного метробуса его можно свести к двухосному автобусу и двум одноосным прицепами. В таком случае трехзвенный метробус можно разделить на две пары кинематических звеньев - автобус + первый прицеп с неуправляемыми колесами (осями) и первый прицеп + второй прицеп с управляемой задней осью.

При одностороннем криволинейном движении автопоезд проходит несколько стадий [3], а именно стадия начального прямолинейного движения (перед поворотом), стадия вхождения в поворот, стадия кругового поворота, стадия выхода из поворота, выход автобуса на прямолинейную траекторию.

Для каждой стадии поворота метробуса составлены дифференциальные уравнения движения, интегрирование которых позволило определить углы складывания звеньев метробуса, по которым в дальнейшем определены смещения траекторий первого и второго прицепов и габаритная полоса движения метробуса, табл. 1.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Таблица 1 – Габаритная полоса движения трехзвенного метробуса

Габаритная полоса движения трехзвенного метробуса, м					
Поворот 90°		Поворот 180°		Круговое движение	
прицеп А	прицеп В	прицеп А	прицеп В	прицеп А	прицеп В
6,8	6,1	8,2	7,5	9,9	8,1

Примечание. Прицеп А – неуправляемый, прицеп В – управляемый

Проведенными исследованиями кинематики поворота трехзвенного метробуса установлено, что при непределном повороте поворот всех элементарных кинематических звеньев осуществляется на первой стадии последовательно, причем второе звено забегает более интенсивно во внутреннюю сторону, увеличивая второй угол складывания, что приводит к увеличению смещения прицепа и увеличению ГПД. Аналогичные меняются и скорости вращения звеньев метробуса независимо от режима его поворота. Улучшить показатели маневренности трехзвенного метробуса за счет компоновочных параметров автобуса и прицепных звеньев в предельных режимах движения практически невозможно.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы преимущества и недостатки системы BRT (Bus rapid transit), которая определена как способ организации автобусного (или троллейбусного) сообщения, которая отличается высшими эксплуатационными характеристиками в сравнении с обычными автобусными маршрутами (скорость, надежность, провозная способность). По некоторым параметрам (в частности, по скорости) системы скоростного автобусного транспорта сравнимы с системами легкорельсового транспорта (скоростного трамвая). Вместе с тем, при реализации системы BRT возникает ряд трудностей, связанных, прежде всего, с прокладкой трассы, а именно с определением ее ширины, определяемой траекториями каждого звена двух- и трехзвенных метробусов.

Показано, что при одностороннем криволинейном движении автопоезд проходит несколько стадий. Для каждой из стадий поворота определены углы складывания для двух- и трехзвенных метробусов. По определенным углами складывания получены смещения траектории прицепных звеньев и габаритные полосы движения метробусов, значительно превышающие допустимые по DIRECTIVE 2002/7/ЕС.

Уменьшить ГПД метробуса можно за счет управляемых колес (оси) прицепа.

Наличие управляемого прицепа показывает на довольно сложные зависимости углов складывания звеньев от угла поворота управляемых колес автобуса, однако несмотря на некоторое уменьшение ГПД при выбранном передаточном отношении привода управления вторым прицепом метробус не вписывается в допустимую полосу движения, регламентированную DIRECTIVE 2002/7 / ЕС. Это необходимо учитывать при проектировании трассы для движения трехзвенных метробусом.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сахно, В.П. Маневреність метробусів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький // Вісник машинобудування та транспорту. Вінницький національний технічний університет. – 2018. – №2.

2. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин – М.: Транспорт, 1986. – 137 с.



УДК 629.349: 629.3.016.3: 621.331.5

О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ЭЛЕКТРОБУСА СРЕДНЕГО  
КЛАССА НА БАЗЕ КУЗОВА АВТОБУСА МАЗ И УЗЛОВ  
СЕРИЙНЫХ ЛЕГКОВЫХ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ  
ABOUT POSSIBILITY CREATING MIDDLE CLASS ELECTRIC BUS  
BASED ON BODY OF BUS MAZ AND PARTS OF SERIAL  
ELECTRIC PASSENGERS VEHICLES

П.М. Галямов, канд. техн. наук  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь  
P. Haliamau, Ph.D. in Engineering  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье рассмотрена возможность создания электробуса среднего класса на базе кузова автобуса МАЗ 206. Выбран тип концепции зарядки указанного электробуса. Показано, что силовой агрегат предлагаемого электробуса может быть создан с использованием узлов от серийно выпускаемых легковых электромобилей и автобусов, что позволит значительно ускорить и удешевить его проектирование и изготовление.

A possibility of creating middle class electric bus based on body of the MAZ 206 bus is considered in the paper. A type of charging conception of pointed electric bus is selected. It is shown that powertrain system for proposed electric bus could be created using parts taken from serially produced electric cars and passenger buses and it will allow speeding up and costing down its projecting and producing significantly.

## ВВЕДЕНИЕ

Ввод в эксплуатацию Белорусской АЭС открывает значительные перспективы к использованию в нашей стране электрической энергии на транспорте. Замена автобусов на электробусы позволит не только сэкономить дизельное топливо для других отраслей транспорта, перевод которых на электрическую тягу при нынешнем уровне развития науки и техники либо технически невозможен, либо экономически нецелесообразен, но и улучшить экологическую ситуацию в крупных городах.

## ВЫБОР МАРШРУТА И КОНЦЕПЦИИ ЗАРЯДКИ ЭЛЕКТРОБУСА

В городе Минске в настоящее время по троллейбусному маршруту №59 и частично по автобусному маршруту №1 уже эксплуатируются электробусы модели Е433 производства ОАО «Белкоммунмаш», хотя они обладают следующими недостатками:

– на оборотный рейс электробуса необходимы по две зарядные станции, стоимость каждой порядка стоимости самого электробуса, также нужна еще одна зарядная станция на выезде из парка;

– во время зарядки накопителей энергии, требующей 5–15 минут [1], на конечных пунктах маршрутов, не имеющих диспетчерских станций (ул. Кирова, ул. Долгобродская) электробусы Е433 неподвижно простаивают в первом ряду, вынуждая другие транспортные средства, в том числе и маршрутные, осуществлять дополнительные перестроения при их объезде, что ухудшает пропускную способность этих и без того перегруженных участков улично-дорожной сети, провоцируя снижение средней скорости движения транспорта и возникновение аварийных ситуаций;

– простой электробуса во время зарядки входит в оплачиваемое рабочее время водителя, заработная плата которого составляет по величине первое место среди всех статей затрат на маршрутные перевозки пассажиров;

– электробусы Е433 относятся к особо большому классу, что затрудняет их эксплуатацию на узких улицах частного сектора и требует увеличения интервалов движения на маршрутах со средней пассажиронаполняемостью, увеличивая время ожидания пассажиров на остановочных пунктах;

– система отопления салона электробусов Е433 требует использования дизельного топлива.

Для устранения указанных недостатков предложено следующее:

– для эксплуатации электробусов использовать автобусный маршрут №79 г. Минска «А/с «Автозаводская» – Вокзал», который затем при необходимости может быть продлен до диспетчерской станции «Ангарская-4», что обеспечит прямую связь ул. Ангарская с проходными МАЗ и МЗКТ, отсутствующую в выходные дни, так как на этих заводах есть цеха непрерывного производства.

– по причине отсутствия на конечном остановочном пункте «Вокзал» диспетчерской станции и запланированного отстоя в графике движения, а также в силу наличия на участке от вокзала до

ст. м. «Партизанская» троллейбусной контактной сети, электробус для автобусного маршрута №79 предлагается выполнить не с ультрабыстрой, как E433, а с динамической зарядкой – концепция «in motion charging» [1], предполагающей осуществление заряда накопителя электроэнергии от троллейбусной контактной сети во время движения на тех участках маршрута, где она имеется. Тем самым будут исключены специально создаваемые зарядные станции и простои на заряд накопителя электроэнергии под ними.

### ВЫБОР КУЗОВА И АГРЕГАТНОЙ БАЗЫ ДЛЯ ЭЛЕКТРОБУСА

Поскольку после ст. м. «Партизанская» проектируемый электробус будет двигаться в автономном режиме по территории Западного поселка, характеризующейся обилием узких улиц и крутых поворотов, причем на некоторых остановочных пунктах он будет единственным маршрутным транспортным средством для местных жителей, то наиболее обоснованным будет выполнение электробуса на базе кузова от серийно производимого автобуса МАЗ 206 среднего класса. Предварительные расчеты по методике [2], показывают, что для движения электробуса полной массой 13200 кг со скоростью 70 км/ч на дороге с суммарным коэффициентом дорожного сопротивления 0,02 потребная мощность электродвигателя составит 82 кВт, в связи с чем был принят синхронный электродвигатель EM61 с постоянными магнитами от серийного электромобиля Nissan Leaf мощностью 80 кВт, характеристика которого [3], представлена на рис. 1.

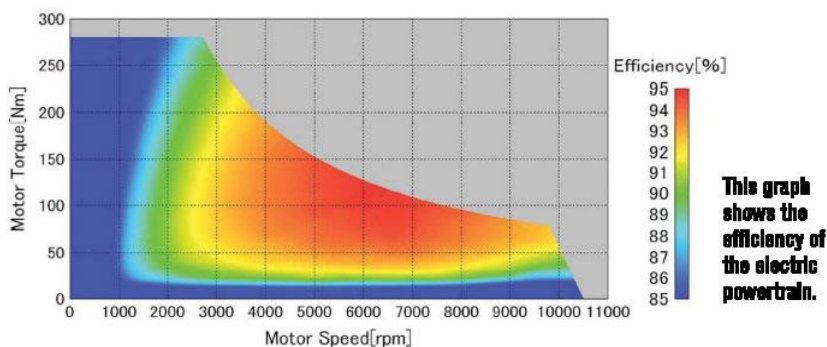


Рисунок 1 – Характеристика электродвигателя EM61 [3]

Электродвигатель EM61 имеет жидкостное охлаждение антифризом, что позволяет направить выделяемое им тепло на обогрев салона, и, дополнительно, во время движения под контактной сетью можно с помощью электронагревателей накапливать тепло в теплоаккумуляторе для последующего обогрева салона при движении в автономном режиме. Максимальная частота вращения электродвигателя более чем втрое превышает максимальную частоту вращения дизельного двигателя автобуса МАЗ 206, и для его использования на электробусе предлагается дополнительно установить планетарный редуктор.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали возможность создания электробуса на базе кузова и мостов автобуса МАЗ 206, двигателя электромобиля Nissan Leaf и аккумуляторной батареи электромобиля Audi E-Tron, время полного заряда которой составляет 30 минут [4], что соответствует времени движения автобусного маршрута №79 под троллейбусной контактной сетью; это позволит исключить капиталовложения в зарядные станции.

## ЛИТЕРАТУРА

1. За рулем электробуса: Александр Мереуца – о динамике, уровне шума и затратах электроэнергии // Официальный сайт Мэра Москвы [Электронный ресурс]. – 27.08.2017. Режим доступа: <https://www.mos.ru/news/item/28337073/>. – Дата доступа: 02.05.2018.
2. Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобилей / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015 – 80 с.
3. Marlino, Laura. SAE J2907 Hybrid Motor Ratings Support / Laura Marlino // Официальный сайт Министерства энергетики США [Электронный ресурс]. – 17.06.2014. Режим доступа: [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/vss123\\_marlino\\_2014\\_o.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/vss123_marlino_2014_o.pdf). – Дата доступа: 02.05.2018.
4. Новый электрический кроссовер Audi будет набирать заряд быстрее Tesla Model X // [Электронный ресурс]. – 21.04.2018. Режим доступа: <https://www.auto.tut.by/news/autonews/589838.html>. – Дата доступа: 02.05.2018.

УДК 629-33

ВЫБОР МОЩНОСТИ ГЕНЕРАТОРА  
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ  
THE CHOICE OF POWER GENERATOR  
IN ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

Ч.И. Жданович, канд. техн. наук, доц., Н.В. Калинин  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

C. Zhdanovich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, N. Kalinin  
Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

В статье выведена зависимость для определения требуемой мощность тягового асинхронного генератора при известной мощности тягового асинхронного электродвигателя.

The paper considers a dependence for definition demanded the power of the traction induction generator at the known consumed power of the traction induction electric motor.

## ВВЕДЕНИЕ

Все составляющие электромеханической трансмиссии (рассматривается трансмиссия с асинхронным генератором и электродвигателем аналогично [1]) имеют определённый КПД, в т.ч. и электрические машины. При работе на неноминальном режиме КПД асинхронной электрической машины может сильно отличаться от её КПД в номинальном режиме. Поэтому если принять КПД постоянным, то на неноминальных режимах работы асинхронной электрической машины погрешность расчёта может возрасти. В [2] видно, что при отклонении от номинального режима работы асинхронной машины, работающей в качестве тягового асинхронного электродвигателя (ТАД), мощность потерь может возрасти в несколько раз.

Выведем формулу для определения мощности, потребляемой асинхронным генератором от ДВС, в зависимости от мощности, потребляемой ТАД, и сверим расчёты по ней с имеющимися экспериментальными данными.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ НА ВХОДЕ  
ГЕНЕРАТОРА ПРИ ИЗВЕСТНОЙ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ  
МОЩНОСТИ ТАД

Обозначим  $P_{2Г}$  мощность, потребляемую генератором, а  $P_{1Г}$  – мощность, отдаваемую генератором. Тогда КПД генератора, учитывающий все потери:

$$\eta_{Г} = \frac{P_{1Г}}{P_{2Г}}. \quad (1)$$

Мощность, потребляемая ТАД, будет несколько меньше  $P_{1Г}$ . Для определения  $P_{1Г}$  при известной потребляемой мощности ТАД следует учесть потери в преобразователе.

Согласно диаграмме потерь асинхронного генератора [3, стр. 56], активная мощность на роторе  $P'_{2Г}$  будет меньше мощности  $P_{2Г}$  на величину механических и добавочных потерь.

В [3, стр. 56] предлагается пренебречь механическими и добавочными потерями как несущественными.

Тогда можно принять  $P_{2Г} \approx P'_{2Г}$ .

$P'_{2Г}$  рассчитывается согласно [3, стр.15, (9)]

$$P'_{2Г} = m_{1Г} r'_2 \frac{1 - S_{Г}}{S_{Г}} I'^2_{2Г}, \quad (2)$$

где  $I'_{2Г}$  – ток ротора генератора;  $r'_2$  – приведённое активное сопротивление обмотки ротора;  $m_{1Г}$  – число пар полюсов генератора;  $S_{Г}$  – скольжение генератора.

$P_{1Г}$  найдём согласно [4, стр. 191]:

$$P_{1Г} = m_{1Г} \cdot U_{1Г} \cdot I_{1aГ}, \quad (3)$$

где  $I_{1aГ}$  – активный ток статора генератора;  $U_{1Г}$  – напряжение генератора.

Ток ротора найдём согласно [5, стр. 62]. Выражение для активного тока статора выведем из зависимостей в [5, стр.64 (3.18), стр. 10 (1.17)]

с учётом геометрических соотношений и без учёта активных потерь холостого хода.

Подставив эти значения в (2) и (3), получим (4) и (5):

$$P_{1Г} = m_{1Г} \cdot U_{1Г} \cdot \frac{U_{1Г} \cdot \left( r_1 + \frac{c_{1Г} \cdot r_2'}{s_r} \right)}{\left( r_1 + \frac{c_{1Г} \cdot r_2'}{s_r} \right)^2 + k_f^2 \cdot (\chi_1 + c_{1Г} \cdot \chi_2')^2} \quad (4)$$

$$P_{2Г} = \frac{m_{1Г} \cdot r_2' \cdot U_{1Г}^2 \cdot (1 - s_r)}{s_r \left( \left( r_1 + \frac{c_{1Г} \cdot r_2'}{s_r} \right)^2 + k_f^2 \cdot (\chi_1 + c_{1Г} \cdot \chi_2')^2 \right)} \quad (5)$$

где  $k_f$  – отношение текущего значения  $f_r$  частоты напряжения к номинальному значению  $f_{r,n}$ ;  $\chi_1$  и  $\chi_2'$  – индуктивные сопротивления обмотки статора и ротора (для ротора – приведённое);  $r_1$  – активное сопротивление обмотки статора.

Коэффициент  $c_1$  показывает, во сколько напряжение статора больше ЭДС статора. Поскольку в генераторном режиме ЭДС будет больше, а не меньше [3, стр.58], примем в генераторном режиме  $c_{1Г} = 1/c_1$ , где  $c_1$  – значение коэффициента при работе машины в режиме электродвигателя [6].

Если пользоваться (1), (4), (5), то нужно использовать много параметров, входящих в (4) и (5). Если вместо этого рассчитывать потери согласно [7] и прибавлять их к  $P_{1Г}$ , то нужно будет учитывать те же параметры. А параметры, в свою очередь, могут зависеть от  $P_{1Г}$ , способа регулирования генератора [3] и задаваемой характеристики ДВС. Чтобы упростить задачу, попробуем найти зависимость  $P_{2Г}' = P_{1Г}$  и при этом часть параметров исключить.

Выразим  $k_f^2$  из (4) и (5), затем приравняем правые части полученных выражений, исключив  $k_f^2$ . После преобразований выразим  $P_{2Г}'$  через  $P_{1Г}$ :

$$P_{2Г}' = \frac{r_2' \cdot (1 - s_r)}{r_1 \cdot s_r + c_{1Г} \cdot r_2'} P_{1Г} \quad (6)$$

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Т.е. в выражении (6) в отличие от (4), (5) нет параметров  $\chi_1, \chi_2$ , которые зависят от частоты тока статора [6]; так же нет и напряжения. Формула (6) позволяет находить мощность  $P_{2Г}$  при известной мощности  $P_{1Г}$ .

Проверим по протоколу испытаний [8], насколько работает данная формула. Посчитаем ошибку:

$$\varepsilon = \frac{|P_{2Г(\varepsilon)} - P_{2Г}|}{P_{2Г(\varepsilon)}} \cdot 100\% ,$$

где  $P_{2Г(\varepsilon)}$  – значение мощности  $P_{2Г}$  из протокола испытаний для соответствующего значения мощности  $P_{1Г}$  из протокола испытаний;  $P_{2Г}$  – мощность, рассчитанная по (6) для соответствующего значения мощности  $P_{1Г}$  из протокола испытаний.

В таблице 1 обозначены:  $S_{Г,н}$  – номинальное скольжение генератора,  $P_{1Г,н}$  – значение мощности, выдаваемое генератором в номинальном режиме.

Таблица 1 - Определение погрешности расчёта по (6)

$s_{Г} / s_{Г,н}$	$P_{1Г} / P_{1Г,н}$	$f_{Г} / f_{Г,н}$	$\varepsilon\%$
1	0,73	0,68	1,60
0,59	1,22	1,37	0,18
0,57	1,22	1,37	0,93
0,62	1,17	1,17	0,45
0,65	1,17	1,17	0,19

Т.о., можно сделать вывод, что формула (6) даёт очень малую погрешность (меньше процента) при потреблении генератором мощности, большей на 18-22% максимальной мощности, выдаваемой ДВС, при повышенной частоте напряжения и небольшую погрешность (1,60%) при потреблении 70% мощности, которую может отдать ДВС, номинальном скольжении и пониженной частоте напряжения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Были выведена формула для определения мощности на входе генератора в зависимости от потребляемой мощности ТАД. Сравнение с имеющимися экспериментальными исследованиями



показало, что данная формула даёт очень малую погрешность расчёта.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И. Определение максимального момента на колесах трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Международ. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. Минск: БНТУ, 2013. С. 54–59.

2. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией. Наука и техника. 2017;16(1):73-82.

3. Н.Д. Торопцев. Асинхронные генераторы для автономных электроэнергетических установок. – Москва, НТФ "Энергопрогресс", "Энергетик", 2004.

4. Кацман М.М. Электрические машины: учеб. Для студентов средн. проф. учебных заведений - М.М. Кацман. – Москва, Высшая школа, 2000. – 463с.

5. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И.А. Сыромятников; под ред. Л.Г. Мамиконянца – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.

6. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики. Наука и техника. 2015;(3):60–64.

7. Жданович, Ч. И. Зависимость характеристик трактора с электромеханической трансмиссией от температуры обмоток тягового электродвигателя трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Международ. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. Минск: БНТУ, 2013. С. 60–67.

8. Электрогенератор асинхронный ТАГ2М280-310 и электродвигатель асинхронный ТАД2М280-310. ТУ16-12 ВАКИ. 526622. 128 ТУ, 2012 г.

УДК 629.33.028

КОНЦЕПЦИЯ СОЗДАНИЯ САУ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ АТС  
THE CONCEPT OF CREATING A ACS POWER UNIT ATS

О.С. Руктешель, д-р техн. наук, проф.  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь  
O. Ruckteschell, Doktor of technical sciences, Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Создание САУТ представляет собой сложный комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, поэтапное решение которых проводится с помощью процедур, объединяющих аналитические, алгоритмические и эвристические методы.

The creation of the SOUTH is a complex set of research and development works, step-by-step solution of which is carried out by means of procedures combining analytical, algorithmic and heuristic methods.

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно, автоматизация процесса переключения передач в механических трансмиссиях транспортных машин приводит к:

- 1) уменьшению утомляемости водителя и, как следствие, увеличению безопасности движения;
- 2) снижению себестоимости перевозок за счет увеличения средней скорости движения и (или) уменьшения расхода топлива;
- 3) повышению комфорта водителя и пассажиров, вследствие увеличения плавности переключения передач;
- 4) снижению нагруженности узлов силового агрегата машины;
- 5) повышению конкурентоспособности машины на мировом рынке.

В связи с этим передовыми автомобилестроительными фирмами мира разрабатываются и внедряются в производство системы автоматического управления (САУ) силовым агрегатом машин в процессе переключения передач.

К ним можно отнести фирму Mercedes-Benz, которая разработала систему Telligent, управляющую двигателем, узлами трансмиссии и тормозами [1], и компанию Zahnradfabrik Friedrichshafen AG

(Германия), известную как ZF, которая разработала ряд автоматизированных трансмиссий серии ZF-AS Tionic [2]; автоматизированные коробки передач (КП) Opticruise фирмы Scania [3]; I-Shift и Geartronic фирмы Volvo (Швеция) [4]; автоматизированные КП Eaton Fuller Autoshift фирмы Eaton (США) [5]; Eurotronic фирмы Iveco (Италия) [6] и др.

Конструкции перечисленных САУ внедрены в производство и могут производиться серийно. Однако законы переключения передач и алгоритмы, по которым они работают, являются секретом создавших их фирм и в открытой печати не освещаются.

Поэтому проблема создания законов и алгоритмов управления САУ узлами силового агрегата транспортных машин является весьма актуальной.

### СОЗДАНИЕ САУ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ АТС

Кроме того, предполагается, что с учётом опыта, накопленного на кафедре «Автомобили» БНТУ, в научно-исследовательской и испытательной лаборатории транспортных средств БНТУ, в управлениях главного конструктора МАЗ и объединения КаМАЗ, и отечественные САУ силовым агрегатом транспортных машин в скором времени выйдут за рамки опытных образцов.

В данной статье под САУ узлами трансмиссии автомобиля (САУТ) понимается система, которая собирает информацию о состоянии и режиме движения автомобиля, определяет направление и момент переключения передач, производит выбор и осуществляет выключение предыдущей и включение последующей передачи, одновременно управляет двигателем, моторным тормозом, сцеплением и КП в процессе переключения, выбирает и включает требуемую передачу после торможения или движения транспортного средства накатом.

Основными этапами создания САУТ и её математического обеспечения являются [7]:

- 1) выбор информационных параметров (ИП);
- 2) выбор законов переключения передач (ЗПП);
- 3) синтез алгоритмов процесса переключения (АПП) и их параметров.

Каждый из этих этапов должен рассматриваться как решение конкретной задачи оптимизации, т.е. как процесс, позволяющий найти

наилучший вариант системы в отношении заданного свойства (критерия эффективности).

Для решения задачи оптимизации необходимо выбрать [8]:

- 1) критерий эффективности; 2) управляемые параметры; 3) начальное приближение; 4) область поиска; 5) точность поиска оптимума; 6) условия прекращения поиска оптимума.

При подготовке задачи оптимизации к решению прежде всего необходимо составить математическую модель объекта оптимизации (в данном случае САУТ) и определить его эффективность [9]. Эффективность проектируемой САУТ определяется эффективностью работы транспортного средства, на котором она установлена и может быть оценена критерием эффективности. Поэтому необходимо, чтобы математическая модель позволяла выявить зависимость критерия (критериев) эффективности от параметров САУТ и внешней среды, структуры и алгоритмов взаимодействия элементов в системе.

Оптимальное проектирование САУТ имеет ряд существующих особенностей по сравнению с проектированием других объектов. Так, основные трудности и наибольшая трудоемкость при проектировании САУТ связаны с выбором информационных, функциональных, логических и алгоритмических связей между уже готовыми элементами и подсистемами, в отличие от проектирования, например, сооружения, конструкций, транспортных средств или их агрегатов, когда центр тяжести сосредоточен на этапах конструкторского и технологического проектирования.

Дело в том, что объект управления (силовой агрегат) проектируется заранее, большинство его свойств уже не подлежит изменению. Следует надеяться, что именно оптимальное проектирование приведет к тому, что объект управления и управляющая им система будет проектироваться комплексно, т.е. эта особенность исчезнет.

Кроме того, математические модели САУТ составляют в условиях неполной информации об объекте управления (автомобиле), о действующих на него возмущениях, а также в условиях неполной измерительной информации. При этом САУТ адекватны не статические, а логико-динамические модели большой размерности, учитывающие, что САУТ представляют собой системы с обратной связью.

Определяющую роль при проектировании САУ играет выбор оптимальной совокупности (вектора) информационных параметров,

т.е. параметров, анализ которых позволяет производить определение момента переключения передач и его реализацию. Количество элементов вектора информационных параметров и их взаимосвязь влияет как на эффективность использования транспортного средства, так и на стоимость, сложность построения и надежность работы САУТ [7]. Поэтому выбор вектора элементов ИП является не чисто технической, а технико-экономической задачей. Совокупность ИП считаем оптимальной, если транспортная система в типичных условиях эксплуатации обеспечивает минимальные народнохозяйственные затраты на осуществление в заданный срок требуемого объема перевозок. Поэтому эффективность совокупности ИП предлагается оценивать удельной себестоимостью использования транспортного средства. Это комплексный критерий, который эквивалентен приведенным народнохозяйственным затратам:

$$C_{уд} = (C_{пр} + Z_{эк})/W_{тс} ,$$

где  $C_{пр}$  – себестоимость производства транспортного средства, отнесенная к часу нормативного времени его работы;  $Z_{эк}$  – затраты на эксплуатацию транспортного средства за час работы;  $W_{тс}$  – часовая производительность транспортного средства.

Решением задачи выбора оптимальных ИП  $U_j^*$  является вектор ИП  $U^*$ , доставляющий минимум критерию эффективности  $C_{уд} = \varphi(U)$ , т.е.

$$\varphi(U^*) = \min \varphi(U) \forall U \in \bar{U} ,$$

где  $U^*$  – вектор оптимальных информационных параметров;  $\bar{U}$  – допустимое множество векторов ИП.

Связь между информационными параметрами характеризуется законами переключения передач (ЗПП). ЗПП переключения представляют собой зависимость скорости транспортной машины или угловой скорости коленчатого вала двигателя, при которой должно производиться переключение на смежную передачу, от компонентов вектора информационных параметров  $U^*$ .

$$\omega^{H(B)} = \left[ a_i^{H(B)} + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m a_i^{H(B)} \cdot U_j + \sum_{i=n+1}^q \sum_{j=1}^m a_i^{H(B)} \cdot (U_j^*)^2 \right] \cdot \prod_{k=1}^z v_k,$$

где  $a_i^H$  и  $a_i^B$  – коэффициенты многочленов, описывающих ЗПП при переключении соответственно на смежную низшую и высшую передачи ( $i=1, q; q>n$ );  $U_j^*$  – информационные параметры вектора  $U^*$ ;  $v_k$  – функции корректирующих ИП, т.е. параметров, улучшающих ЗПП ( $k = \overline{1, z}$ ).

Например, если в качестве корректирующего ИП параметра используется ускорение поступательно движущейся массы транспортной машины  $V_{ТС}$ , то функция  $v_k$  примет вид:  $v_k = 1 - a_{q+1}^{H(B)} \cdot V_{ТС}$ .

От правильного выбора ЗПП зависит эффективность работы средства в целом, которая оценивается тремя показателями: производительностью, себестоимостью перевозок и безопасностью движения. себестоимость перевозок  $C_{эк}$  является функцией производительности транспортного средства  $W_{ТС}$ , учитывает среднюю скорость движения и расход топлива транспортного средства:

$$C_{эк} = Z_{эк} / W_{ТС},$$

где  $Z_{эк}$  – эксплуатационные затраты.

Этот комплексный показатель наиболее полно характеризует эффективность работы транспортного средства и используется в качестве критерия эффективности при оптимизации ЗПП.

Решение проблемы организации процесса переключения сводится к синтезу алгоритмов переключения передач [10].

Количество и вид узлов САПП, участвующих в процессе переключения передач, определяются принципом организации алгоритма переключения. В общем случае этими узлами являются двигатель, моторный тормоз, сцепление, элементы коробки передач (зубчатые муфты, синхронизаторы, фрикционы) и их исполнительные механизмы.

Под операциями управления понимаются управляющие воздействия, направленные на включение-выключение вышеперечисленных узлов, синхронизация угловых скоростей или ускорений их элементов, и реализация данных воздействий.

Условиями переходов между операциями являются заданные состояния управляемых узлов САПП, достижение которых служит сигналом к началу выполнения очередной операции или группы операций.

К параметрам алгоритма переключения передач относим интервалы смещения во времени сигналов управляющего блока САУПП, определяющих начало параллельно выполняемых операций (например, управление двигателем и сцеплением; двигателем, моторным тормозом и КП и т.п.); время, темп включения (выключения) и характер нарастания (падения) нажимного усилия в силовых цилиндрах исполнительных механизмов, а также значения относительных угловых скоростей и ускорений элементов КП или сцепления, синхронизируемых в процессе переключения передач. Достижение последних является сигналом к выполнению последующих операций.

Для количественной оценки эффективности выбора структуры алгоритмов переключения передач предлагается использовать время разрыва потока мощности при переключении  $t_p$ , удельную мощность  $N_{уд}$  и работу буксования  $L_{уд}$  сцепления или (и) синхронизатора, коэффициент динамических нагрузок  $K_{дин}$  и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения АТС по времени  $\dot{V}_a$ .

Базой для решения задач синтеза алгоритмов переключения передач (АПП) служит имитационная модель. Модель позволяет имитировать работу двигателя, всережимного регулятора, моторного тормоза, сцепления, исполнительных механизмов КП, синхронизаторов (зубчатых муфт) КП и управление ими в различной последовательности, включая параллельное; учитывать время задержки на срабатывание исполнительных механизмов по управлению двигателем, моторным тормозом, сцеплением и КП; осуществлять переключение как с низшей на высшую, так и с высшей на низшую передачи; моделировать включение сцепления и синхронизаторов (зубчатых муфт) КП при различных начальных угловых скоростях и ускорениях их ведущих и ведомых элементов.

Анализ результатов оптимизации параметров алгоритмов переключения показал, что последние должны быть адаптивными, то есть изменяющимися в зависимости от эксплуатационного состояния и степени износа двигателя, условий эксплуатации и весового состояния автомобиля. Причем адаптация должна осуществляться автоматически. Для этого такие параметры АПП, как  $\omega_{231}^3$  и  $\omega_{232}^3$  должны быть не жестко заданными константами, а представлять собой функции  $\omega_{23i}^3 = f(\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3, u_{\text{кп}}, t_{\text{кп}}^{\text{БК}})$ , где  $i$  – количество условий перехода между операциями, при выполнении которых анализируется относительная угловая скорость синхронизируемых масс КП:  $\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3$  – угловые ускорения инерционных масс двигателя и выходного вала КП;  $u_{\text{кп}}$  – передаточное число КП на включаемой передаче;  $t_{\text{кп}}^{\text{БК}}$  – время от подачи сигнала на исполнительный механизм КП до его полного срабатывания. Значения указанных функций должны рассчитываться в ходе выполнения процесса переключения передач.

В отличие от констант обозначим рассчитываемые относительные угловые скорости синхронизируемых масс КП, при которых следует подавать сигнал на включение смежной высшей или низшей передачи, соответственно через  $\omega_{\text{p}}^{\text{B}}$  и  $\omega_{\text{p}}^{\text{H}}$ . Значения функций  $\omega_{\text{p}}^{\text{H}}$  и  $\omega_{\text{p}}^{\text{B}}$  определим из выражений:

$$\omega_{\text{p}}^{\text{B}} = (\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 \cdot u_{\text{кп}}) \cdot t_{\text{кп}}^{\text{БК}},$$

где  $\dot{\omega}_1 = (\omega'_1 - \omega''_1)/\Delta t$ ;  $\dot{\omega}_3 = (\omega'_3 - \omega''_3)/\Delta t$ ;  $\Delta t$  – время опроса датчиков САПП;  $\Delta t = t_2 - t_1$ ;  $\omega'_1, \omega'_3$  и  $\omega''_1, \omega''_3$  – угловые скорости коленчатого вала двигателя и выходного вала КП, соответствующие моментам времени  $t_1$  и  $t_2$ ;

$$\omega_{\text{p}}^{\text{H}} = (\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_3 \cdot u_{\text{кп}}) \cdot t_{\text{кп}}^{\text{БК}},$$

где  $\dot{\omega}_1 = (\omega''_1 - \omega'_1)/\Delta t$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Представленная концепция является основой для выполнения дальнейших самостоятельных исследований, связанных с нагруженностью силовых агрегатов, оборудованных САУТ, с согласованием характеристик силового агрегата и САУТ, с созданием единой САУ рабочими процессами АТС.



2) Совокупность сформулированных научных положений открывает новое перспективное направление в науке об автомобиле – создание теоретических основ и средств анализа и синтеза САУ силовыми агрегатами АТС на базе элементов теории сложных логико-динамических систем и системного подхода, а также способствует решению важной, народнохозяйственной проблемы повышения эффективности использования АТС.

3) Законы и алгоритмы переключения передач должны автоматически адаптироваться к изменяющимся условиям эксплуатации, степени износа двигателя и весовому состоянию автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Интернет ресурс [www.mercedes-benz.ru](http://www.mercedes-benz.ru).
2. Интернет ресурс [www.zf.com](http://www.zf.com).
3. Интернет ресурс [www.scania.com](http://www.scania.com).
4. Интернет ресурс [www.volvo.com](http://www.volvo.com).
5. Интернет ресурс [www.eaton.com](http://www.eaton.com).
6. Интернет ресурс [www.iveco.com](http://www.iveco.com).
7. Руктешель, О.С. Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2012. – 111 с.
8. Михалевич, В.С. Вычислительные методы исследования и проектирования сложных систем/ В.С. Михалевич, В.Л. Волкович. – М.: Наука, 1982. –286 с.
9. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов/ В.П. Тарасик.– Минск: ДизайнПРО, 2004. – 640 с.
7. Руктешель, О.С. Оптимальное проектирование алгоритмов автоматизированного переключения передач в автомобиле: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2016. – 92 с.

УДК 629.113

**АНАЛИЗ ПРОГРАММНЫХ ПАКЕТОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**ANALYSIS OF SOFTWARE PACKAGES FOR MODELING OF  
MOVING OF VEHICLES**

**Я.А. Ильинов, А.Н. Ефименко, канд. техн. наук, доц.  
Донецкая Академия Транспорта, г. Донецк, Украина**  
Y. Ilinov, A. Yefymenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Donetsk Academy of Transport, Donetsk, Ukraine

**В работе выполнен анализ программных пакетов для моделирования эксплуатационных свойств транспортных средств, влияющих на безопасность дорожного движения.**

In work the analysis of program packages for modeling of operational properties of the vehicles influencing safety of traffic is executed.

**ВВЕДЕНИЕ**

Безопасность автотранспортных средств (АТС) определяется конструктивными особенностями, реализованными при проектировании и изготовлении, а также эксплуатационными свойствами, связанными с уровнем технической эксплуатации АТС. Для визуализации эксплуатационных свойств автомобиля используют компьютерное моделирование, которое является неотъемлемым инструментом при проектировании автомобилей, что позволяет выполнять исследования любой сложности при минимальных затратах [1,2].

**АНАЛИЗ ПРОГРАММНЫХ ПАКЕТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

На данный момент существует ряд программных пакетов, с помощью которых можно смоделировать движение транспортных средств. Для анализа были взяты программы, которые наиболее востребованы в мировой автомобилестроительной отрасли таких стран, как Европа, Канада, США, Россия и др. - PC-Crash, CarSim, Universal Mechanism.

Программный пакет PC-Crash – один из самых распространённых и функциональных на сегодняшний день, используется для анализа и моделирования механизма дорожно-транспортных происшествий

(ДТП), а также рабочих процессов автомобилей. В PC-Crash применяется несколько моделей расчёта столкновений: классическая модель удара и силовая (сеточная) модель столкновения.

Существует возможность применения кинематических модулей расчёта; выполнения учёта распределения тормозных сил между осями автомобиля; моделирования движения транспортных средств с системой ABS (Antilock Braking System) и ESP (Electronic Stability Program). Достаточно хорошо проработано моделирование движения транспортных средств в динамике: по заданной траектории, в критических ситуациях, многомассовые системы (пешеходы, пассажиры, двухколёсные транспортные средства) (рис. 1) [3].

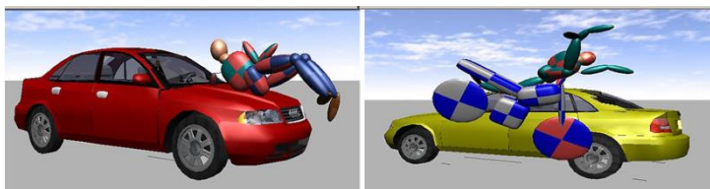


Рисунок 1 – Моделирование параметров движения транспортных средств в динамике

Программный пакет CarSim является одним из основных инструментов моделирования поведения динамики АТС и используется такими мировыми компаниями Volkswagen, Honda, Mazda, Chrysler. CarSim является универсально предпочтительным инструментом для анализа динамики транспортного средства, внедряются разработки активных контроллеров, выполняются расчеты характеристик производительности автомобиля [4].

В данном программном пакете возможна интеграция данных в MATLAB/Simulink, LabVIEW. Визуализация результатов моделирования осуществляется в виде различных графиков и 3D анимации (рис. 2).

Программный комплекс Универсальный механизм (UM) предназначен для моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем.

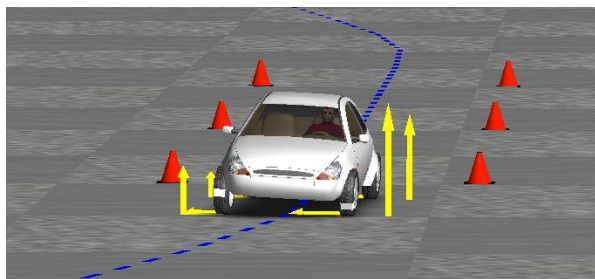


Рисунок 2 – Визуализация поведения автомобиля при выполнении манёвра в программном пакете CarSim

Поддерживается непосредственная анимация движения исследуемой модели в процессе расчета, решение прямой и обратной задач кинематики и динамики. Для анализа доступны практически все необходимые величины: координаты, скорости, ускорения, силы реакций в шарнирах, усилия в пружинах и т.д. [5]

При моделировании динамики АТС в УМ, транспортное средство представлено как автомобильный модуль, который включает модели сил, возникающих между шиной и дорогой при движении автомобиля [6]. На рисунке 3 представлена модель автопоезда и визуализация его движения при прохождении поворота на  $90^\circ$ .

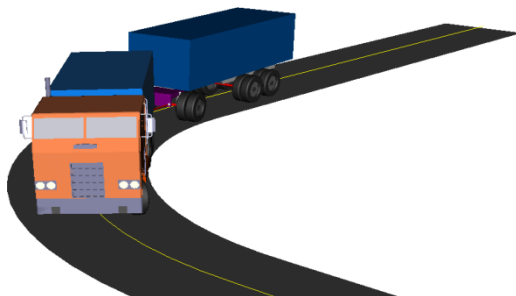


Рисунок 3 – 3-D анимация выполнения манёвра автомобилем при повороте

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Программные пакеты для моделирования движения транспортных средств решают ряд сложных инженерных задач, тем самым позволяют экономить время, средства на создание реальной модели АТС и безопасно выполнить исследование. Более приоритетными программами для оценки эксплуатационных свойств автомобиля можно выделить CarSim и Universal Mechanism, которые в дальнейшем будут более досконально изучены и проработаны в исследовании.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ильинов Я.А. Анализ конструктивных особенностей автомобиля воздействующих на безопасность дорожного движения / Я.А. Ильинов, А.Н. Ефименко//, Материалы VI-ой международной научно-практической интернет-конференции «Проблемы и перспективы развития автомобильного транспорта». – Винница: ВНТУ, 2018. – С.60.

2. Писаренко А. В. Компьютерное моделирование поведения транспортного средства с антиблокировочной системой / А. В. Писаренко, А. В. Белоус, Д. В. Кононенко // Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. – 2013. – № 3. – С. 162–66.

3. PC-Crash компьютерная программа для анализа и моделирования дорожно-транспортных происшествий. [Электронный ресурс]. – 2015. – Режим доступа: <http://docplayer.ru/35803642-Pc-crash-kompyuternaya-programma-dlya-analiza-i-modelirovaniya-dorozhno-transportnyh-proisshestviy.html>.

4. CarSim Mechanical Simulation. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.carsim.com/products/carsim/index.php>.

5. Программный комплекс Универсальный механизм (UM). [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.umlabor.ru/pages/index.php?id=1>.

6. Моделирование динамики автомобилей. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.universalmechanism.com/download/marketing/rus/um.pdf>.

УДК 629.1-46

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗАКЛАДНЫХ  
ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ  
РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В КОМПОЗИТНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ  
FEATURES OF PLANNING OF THE MORTGAGED ELEMENTS OF  
THE BEARING SYSTEMS APPLIED FOR SECTIONAL  
CONNECTIONS IN COMPOSITE ELEMENTS

А.В. Ужва, канд. техн. наук, доц., А.В. Сергиенко, канд. техн. наук,  
В.А. Шаповаленко

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина

A. Uzhva, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
A. Sergienko, Ph.D. in Engineering, V. Shapovalenko  
Kharkov National Automobile and Highway University,  
Kharkov, Ukraine

Представлены особенности проектирования разъемных элементов несущих конструкций с композитных материалов. Представлены варианты оптимальных разъемных элементов для использования в конструкциях, выполненных с композитных материалов.

The features of design of detachable elements of load-bearing structures from composite materials are presented. The variants of the optimal detachable elements for use in structures made with composite materials are presented.

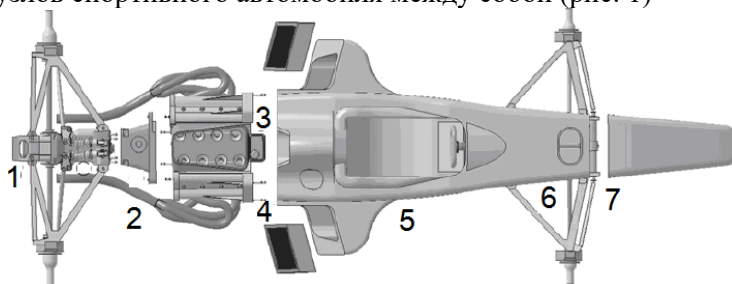
## ВВЕДЕНИЕ

Развитие автомобильной промышленности, повышение требований к качеству и безопасности используемых материалов требует создания и применения новых типов материалов. Материалы из углеродного волокна наиболее полно отвечают этим требованиям, так как обладают рядом уникальных характеристик и свойств и имеют лучшее соотношение «цены и качества» [1]. В настоящее время композиционные материалы используются при создании практически любого узла автомобиля. Композиционные материалы и изделия на основе непрерывных волокон и армирующих тканей широко используются как для производства внешних деталей автомобиля, так и для

производства основных несущих деталей силовой структуры автомобиля [2].

### ЗАКЛАДНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ НЕСУЩИХ СИСТЕМ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В КОМПОЗИТНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

В конструкции спортивного автомобиля широко используются различные виды соединительных элементов, упрощающие соединения узлов спортивного автомобиля между собой (рис. 1)



1 – крепление крыльев; 2 – места креплений элементов задней подвески и трансмиссии; 3 – крепление двигателя и оборудования; 4 – крепление системе охлаждения; 5 – элементы аэродинамики; 6 – места креплений элементов передней подвески; 7 – крепление элементов пассивной безопасности.

Рисунок 1 – Основные части, где применяются различные виды разъемных соединений

Цилиндрическая вставка представлена на рис 2. Втулка 1 с резьбой связана с двумя оболочками 2, между которыми находится наполнитель 4, резьбовая часть 3. Такая конструкция хорошо передает продольные и поперечные нагрузки, а также изгибающий момент.

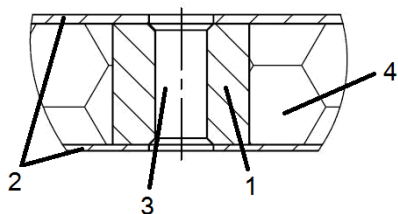


Рисунок 2 – Цилиндрическая вставка

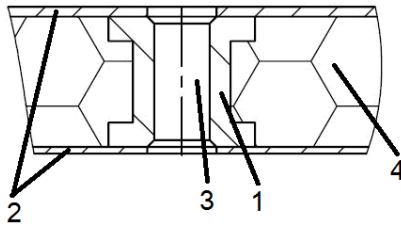


Рисунок 3 – Катущечная вставка

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Катушечная вставка (рис 3) аналогична цилиндрической вставке, встречаются двух типов: с широкими фланцами для соединений с высоким изгибающим моментом и с тонкой центральной частью втулки позволяет уменьшить массу вставки.

В зависимости от характера работы детали, ее нагрузочных режимов применяют различные варианты соединения с элементом из композитных материалов табл. 1.

Таблица 1 – Нагрузочная способность различных типов вставок.

Тип	Продольная нагрузка	Поперечная нагрузка	Изгибающий момент
Цилиндрическая вставка	2	2	1
Цилиндрическая тонкостенная вставка	2	2	3
Односторонняя катушечная вставка	1	1	0
Катушечная вставка	3	3	3
Углубление для крепления с металлическим усилителем	1	2	1
Углубление для крепления	1	2	0
Симметричное углубление для крепления	1	2	0

Примечание: 0 – слабо; 1 – удовлетворительно; 2 – хорошо; 3 – отлично

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведены теоретические исследования закладок используемых для закрепления узлов и агрегатов на несущей конструкции спортивного автомобиля позволяют сделать вывод, что не все закладки возможно использовать в одних и тех же местах крепления, это зависит от типа закладок, того детали будут закрепляться данным типом закладки и расположение закладки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Орлов Л.Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин, автотранспортных средств. Методы расчета и оценки: учеб. пособ. / Л.Н. Орлов - НГТУ. – Н. Новгород, 2005 г.
2. Genta, G. Automotive chassis. Volume 1 : Components design / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 621 p.



УДК 629.114.42

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И ПАРАМЕТРЫ  
ДЛЯ СИСТЕМЫ ОГРАНИЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ  
НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ САМОСВАЛА  
И КОНТРОЛЯ РОВНОСТИ КАРЬЕРНЫХ ДОРОГ  
MAIN DESIGN DEPENDENCIES AND PARAMETERS FOR THE  
LIMITATION SYSTEM OF THE DYNAMIC LOADING OF THE  
BEARING SYSTEM OF A DUMPTRUCK AND CONTROL  
FLATNESS OF THE CAREER ROAD

Б.У. Бусел<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц., М.В. Рак<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь,

<sup>2</sup>ОАО «БелАЗ», г. Жодино, Беларусь

B.U. Busel<sup>1</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate professor, M. Rak<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

<sup>2</sup>JSC "BelAZ", Zhodino, Belarus

Предложены механико-математические основы функционирования системы контроля динамической нагруженности несущей системы карьерного самосвала.

Proposed mechanics and mathematical bases of functioning of the monitoring system of dynamic loading of the bearing system of a career dumptruck.

## ВВЕДЕНИЕ

Поддержание в эксплуатации приемлемой ровности карьерных дорог и высокой скорости движения карьерных самосвалов при обеспечении достижения объявленного ресурса машины является важной задачей повышения эффективности горнодобывающего комплекса.

Для оценки качества поверхности карьерных дорог предлагается использовать сопоставимые показатели силовой динамической нагруженности несущей системы карьерного самосвала. Основными информационными процессами для этого являются реализации сил в цилиндрах подвески и скорость движения самосвала.

## ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И ПАРАМЕТРЫ

Для экспресс-оценки уровня силовой динамической нагруженности несущей системы от воздействия неровностей дороги воспользуемся понятием коэффициента динамичности в виде

$$K_{дi} = \frac{F_{\max i}}{F_{ст}} = \frac{F_{ст} + F_{дi}}{F_{ст}}, \quad (1)$$

где  $F_{ст}$  – нормативное значение статической нагрузки на цилиндр подвески;

$F_{\max i}$  – выделенный  $i$ -й максимум реализации силы в цилиндре;

$F_{дi}$  – динамическая составляющая нагрузки  $F_{\max i}$ .

В дальнейшем анализе динамической нагруженности несущей системы учитываются значения  $K_{дi} > 1$ . Выделенные, обособленные, по пути  $K_{дi}$  большой величины например  $F_{дi} > 2 \div 3$ , являются индикаторами наличия на дороге неприемлемых неровностей; последовательность таких  $K_{д}$  показывает наличие «гребенки».

Для обобщенной оценки уровня динамической нагруженности на расчетном участке дороги и, соответственно, ровности этого участка предлагается показатель «сопоставимый накопленный коэффициент динамичности» по процессу нагружения

$$KD = \frac{\sum K_{дi}}{S_p},$$

где  $F_{дi}$  –  $i$ -й выделенный коэффициент динамичности на расчетном участке дороги протяженности  $S_p$  (в км).

Полученные  $KD$  могут анализироваться как отдельно по цилиндрам подвески, так и в суммарных величинах по мостам, колеям и в целом по самосвалу. Значения  $KD$  приведены к пробегу в 1 км и поэтому позволяют сопоставлять уровни динамической нагруженности по расчетным участкам дороги, или же с установленными предельными значениями.

Сопоставимый показатель силового динамического нагружения конструкции как оценка сопоставимого усталостного воздействия определяется выражением

$$T = \frac{1}{S_p} \sum_i F_{aэi}^m, \quad (2)$$

где  $F_{aэi}$  – эквивалентная амплитуда выделенного  $i$ -й цикла нагрузки;  
 $m$  – показатель степени.

Из выражения (1) получаем

$$F_{di} = F_{ст} (K_{di} - 1). \quad (3)$$

В соответствии со схематизацией процесса нагружения методом максимумов и с учетом выражения (3) записываем

$$F_{ai} = F_{ст} (K_{di} - 1).$$

Тогда эквивалентная амплитуда выделенного  $i$ -й цикла определяется выражением

$$F_{aэi} = F_{ст} (K_{di} - 1 + \psi), \quad (4)$$

где  $\psi$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла.

Сопоставимый показатель силового динамического нагружения (2) с учетом (4) записывается в виде

$$T_{KD} = \frac{1}{S_p} \sum_i [F_{ст} \cdot K_k (K_{di} - 1 + \psi)]^m,$$

где  $K_k$  – корректирующий коэффициент, обусловленный применением схематизации методом максимумов.

Более информативные и точные значения сопоставимых показателей динамического силового нагружения несущей системы карьерного самосвала получаются по комплексным силовым факторам [1, 2], которые формируются из информационных процессов:

$$R = (F_{пл} + F_{зп}) - (F_{мп} + F_{зл}) - \text{кручение рамы};$$

$$P = (F_{зл} + F_{зп}) - (F_{пл} + F_{мп}) - \text{продольный крен};$$

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

$B = (F_{пл} + F_{зл}) - (F_{пш} + F_{зш})$  – поперечный крен.

Введены обозначения:

$F_{пл}, F_{пш}$  – силы в передних левом и правом цилиндрах;

$F_{зл}, F_{зш}$  – силы в задних левом и правом цилиндрах.

Обработка реализаций процессов  $R, P$  и  $B$  для каждого расчетного участка пути выполняется методом «падающего дождя» [3, 4]. Эквивалентные амплитуды выделенных циклов процессов  $R, P$  и  $B$  определяются выражениями

$$R_{a/b} = R_{a/и} + \psi \bar{R}_{иц};$$

$$P_{a/b} = P_{a/и} + \psi \bar{P}_{иц};$$

$$B_{a/b} = B_{a/и} + \psi \bar{B}_{иц},$$

где  $R_{a/и}, P_{a/и}$  и  $B_{a/и}$  амплитуды выделенного  $i$ -го цикла процессов  $R, P$  и  $B$ ;  $\bar{R}_{иц}, \bar{P}_{иц}, \bar{B}_{иц}$  – средние значения выделенного  $i$ -го цикла процессов  $R, P$  и  $B$ .

Сопоставимые показатели силового динамического нагружения рамы по процессам  $R, P$  и  $B$  определяются выражениями:

$$T_R = \frac{1}{S} \sum_i R_{a/b}^m;$$

$$T_P = \frac{1}{S} \sum_i P_{a/b}^m;$$

$$T_B = \frac{1}{S} \sum_i B_{a/b}^m.$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оценочные параметры, предложенные в настоящей работе, предназначены для сопоставления уровней динамической силовой нагруженности несущей системы с установленными нормативными или пороговыми значениями и по факторам: ровность карьерной дороги и скорость движения.

На основе представленных в статье результатов разработан алгоритм работы системы ограничения динамических нагрузок несущей

системы самосвала и контроля ровности карьерных дорог в эксплуатации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Haul Road. Устройство технологических дорог и их обслуживание. Дороги с неровной поверхностью. Материалы фирмы Катерпиллар. <https://www.caterpillar.com/ru.html>; [https://www.cat.com/ru\\_RU/company.html](https://www.cat.com/ru_RU/company.html).

2. VIMS analyse. Анализ производительности и эксплуатации самосвала CAT 785C. Состояние технологической дороги. Материалы фирмы Катерпиллар. <https://www.caterpillar.com/ru.html>; [https://www.cat.com/ru\\_RU/company.html](https://www.cat.com/ru_RU/company.html).

3. Межгосударственный стандарт. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов ГОСТ 25.101–83.

4. Шмелёв А. В. Совершенствование методов схематизации случайных процессов нагружения и расчета усталостной долговечности несущих конструкций грузовых автомобилей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Минск, 2012.

УДК 629.3

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА МОБИЛЬНОЙ  
МАШИНЫ  
MATHEMATICAL MODELING HYDRODYNAMIC TORQUE  
CONVERTER OF MOBILE MACHINE

И.Ю. Хадкевич

Белорусско-Российский университет», Могилев, Беларусь

I. Khadkevich

Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus

Рассмотрена структура гидродинамического трансформатора мобильной машины как объекта технического диагностирования. Приведены основы математического моделирования гидродинамического трансформатора

The structure of the hydrodynamic torque converter of a mobile machine as an object of technical diagnostics is considered. The foundations of mathematical modeling of a hydrodynamic torque converter

## ВВЕДЕНИЕ

Наиболее эффективная реализация методов определения технического состояния гидромеханических трансмиссий возможна на основе применения современных систем диагностирования.

Для повышения эффективности гидромеханической передачи необходимо отслеживать КПД гидродинамического трансформатора (ГДТ), состояние фрикционов, зубчатых передач и др.

Гидромеханическая передача включает в себя три основные части:

- гидротрансформатор;
- механическую коробку передач;
- систему управления.

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической передачей во многом определяется техническим состоянием ГДТ. Он обеспечивает плавное трогание с места при высоких тяговых нагрузках и низких значениях передаточного отношения  $i_{тн}$ , за счет высокого значения коэффициента трансформации  $K_{тн}$ . КПД ГДТ в этот период достаточно низкий, и мощность двигателя расходуется

в большей мере на разогрев рабочей жидкости. В эксплуатации КПД должен быть в пределах от 0,87 до 0,98.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА

Для изучения физических свойств ГДТ и протекающих в нем процессов применяют математическое моделирование.

Для диагностирования гидродинамического трансформатора необходимо знать техническое состояние муфт свободного хода (МСХ), которые позволяют обеспечивать режим трансформации момента и режим гидромуфты. В процессе эксплуатации МСХ может выходить из строя. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возможностей стопорения реакторных колес, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реактора, и, как следствие, ГДТ не выходит на режим гидродинамической муфты (ГДМ) при высоких значениях передаточного отношения. В этом случае поток жидкости разбивается о реакторные колеса, не доходя до лопаток турбинного колеса, и КПД стремительно падает. В отсутствие возможности стопорения реакторного колеса на режимах трансформации момента ГДТ переходит в режим ГДМ, не трансформируя момент. И хотя ГМП продолжает выполнять свои функции, но показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются (уменьшается производительность, возрастает расход топлива).

Поэтому для определения технического состояния МСХ необходимо исследование динамических свойств ГДТ на переходных и неустановившихся режимах, т.е. создание и исследование математической модели ГДТ.

Гидромеханическая трансмиссия рассматривается как объект макроуровня, т.е. динамическая система с сосредоточенными параметрами (рис.1). Математическая модель гидромеханической трансмиссии представляет собой системы обыкновенных дифференциальных уравнений.

В процессе математического моделирования выполняются следующие этапы:

- разработка динамической модели мобильной машины (рис.1);
- определение параметров элементов динамической модели;
- составление системы уравнений математической модели.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

На динамической модели мобильной машины (рис.1) в прямоугольнике выделен блокируемый ГДТ с фрикционным элементом блокировки ФЭ<sub>1</sub>. На динамической модели обозначены приведенные моменты инерции сосредоточенных масс двигателя  $J_0$ , трансмиссии  $J_1$  и ведущих колес  $J_2$  мобильной машины.

На рис. 2 показаны элементы динамической модели ГДТ.

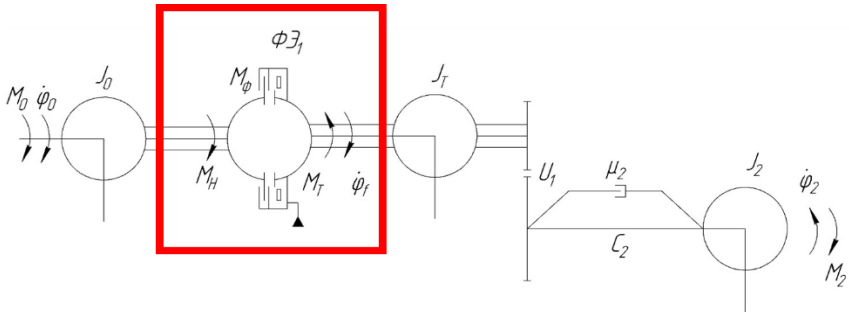


Рисунок 1 – Динамическая модель мобильной машины

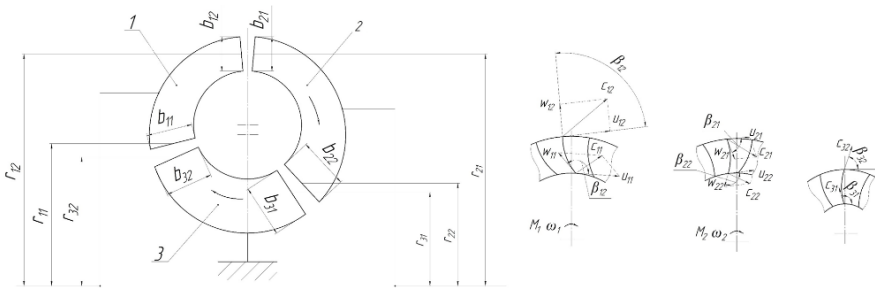


Рисунок 2 – Элементы динамической модели ГДТ

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате моделирования ГДТ получаем безразмерную характеристику ГДТ при исправном и неисправном состояниях МСХ. Следующим этапом является создание математической модели машины в целом с учетом ГДТ. После этого можно оценивать влияние выходных характеристик ГДТ на тягово-динамические свойства машины.



УДК 629.33.65:006

К ВОПРОСУ ЭКОЛОГИЧНОСТИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ  
И СОЗДАНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫХ АВТОПОЕЗДОВ  
ДЛЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК В БЛИЖАЙШЕЙ  
ПЕРСПЕКТИВЕ

TO THE ISSUE OF ECOLOGICAL OF ELECTRIC VEHICLES  
AND THE CREATION OF COMPETITIVE ROAD TRAINS FOR  
LONG-DISTANCE TRANSPORT IN THE NEAREST PERSPECTIVE

Н.Г. Мальцев

Совместное белорусско-российское предприятие "ТЕХНОТОН",  
г. Минск, Беларусь

N.G. Maltsev

Joint Belarusian-Russian enterprise "TECHNOTON", Minsk, Belarus

На основе анализа структуры и динамики общемирового потребления первичной энергии в долгосрочной перспективе и производства электроэнергии, в том числе в России и СНГ, предложен подход к методике оценки экологичности и энергетической эффективности электромобилей. Обоснован подход к вопросу создания конкурентоспособных грузовых автомобилей и автопоездов для магистральных перевозок в ближайшей перспективе на основе сравнительной оценки эффективности осуществления транспортной работы автомобилями с чисто электрической и дизельной силовыми установками с физической точки зрения. Для предварительной оценки эффективности применения указанных и комбинированных силовых установок при проектировании и использовании грузовых автомобилей и автопоездов для магистральных перевозок предложен такой расчетный параметр как удельная транспортная работа, выраженная в тонно-километрах ( $t \cdot km$ ) на 1 кг массы накопителя энергии, обеспечивающего запас хода магистрального автомобиля полной массы.

Based on the analysis of the structure and dynamics of global primary energy consumption in the long run and the production of electricity, including in Russia and the CIS, an approach to the methodology for assessing the environmental and energy efficiency of electric vehicles is proposed. The approach to the issue of the creation of competitive trucks and road trains for long-distance transportations based on a comparative evaluation of the efficiency of carrying out transport work by cars with purely

electric and diesel power units from a physical point of view is substantiated. For the preliminary assessment of the effectiveness of the use of these and combined power plants in the design and use of trucks and road trains for trunk transportations, a design parameter is proposed as the specific transport operation, expressed in ton-kilometers ( $t \cdot km$ ) per 1 kg of the mass of the energy store, the main vehicle of full weight.

## ВВЕДЕНИЕ

В последнее время появилось много публикаций и сообщений в средствах массовой информации предрекающих если не конец, то закат эры дизельных автомобилей в ближайшее десятилетие [2, 5]. В большинстве случаев в основу таких публикаций положены разработки компании Tesla Илона Маска, сообщения ряда фирм и СМИ о создании прототипов электромобилей с запасом хода до 1000 км и широко разрекламированные тезисы о том, что электромобили идеальны с точки зрения экологии и более эффективны в эксплуатации [2, 4, 5]. Поскольку эти тезисы начали приобретать популярность и в среде отдельных руководителей и специалистов связанных с разработкой научно-технических программ для автопредприятий РБ и определением работ на перспективу попробуем проанализировать и оценить ситуацию.

## К ВОПРОСУ ЭКОЛОГИЧНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

В некотором роде ситуация напоминает компанию конца 50-х начала 60-х годов прошлого века о скором переходе на атомную и термоядерную энергетику и производство электроэнергии мощными атомными электростанциями с ликвидацией тепловых.

На рис. 1 и 2 приведены данные о динамике развития мирового энергетического комплекса и потребления энергии в Млрд. т. н. э. (миллиардах тонн нефтяного эквивалента) с 1870 до 2010 года и прогнозе до 2030 -2035 года, т.е. на ближайшие 15-20 лет.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

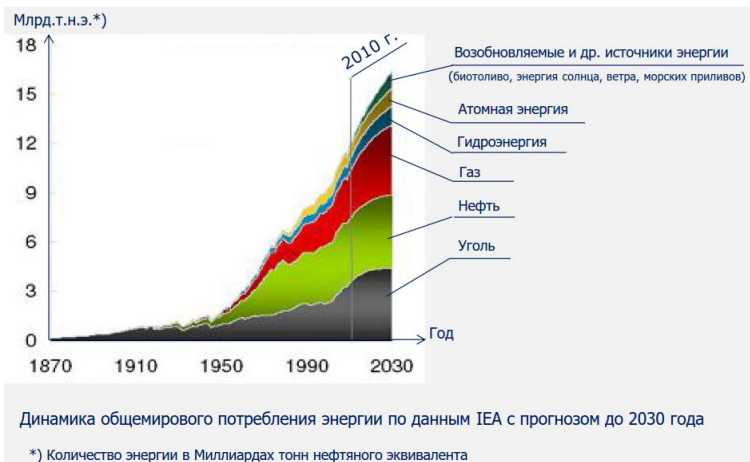
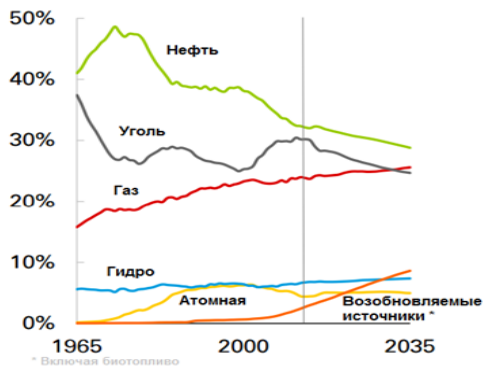


Рисунок 1 – Динамика развития и общемирового потребления энергии в миллиардах тонн нефтяного эквивалента (Млрд. т.н.э. ) в период с 1870 до 2010 года и прогнозом до 2030 года



Источник: BP Energy Outlook 2016

Рисунок 2 - Структура мирового потребления первичной энергии с прогнозом до 2035 года

Как видно из динамики развития мирового производства и потребления энергии (рис. 1 и 2), основным ее источником (около 80 %) в ближайшей и отдаленной перспективе останется энергия, получаемая от ископаемых и сжигаемых углеводородов (нефти, угля,

газа). Несмотря на развитие атомной и другой альтернативной энергетики, основное производство электрической энергии, в т.ч. для электротранспорта, будет по-прежнему производиться тепловыми электростанциями и теплогенераторами (от 60 до 70 % в таких индустриально развитых странах как США, Китай, Индия, страны Европы (за исключением Франции) и СНГ, включая Россию) путем сжигания нефти, газа, угля и, так называемого, биотоплива с соответствующим выбросом продуктов сгорания и тепловой энергии в окружающую среду и атмосферу.

Что такое тепловые электростанции (ТЭЦ) и может ли быть электроэнергия, производимая ТЭЦ, дешевле первичных источников по удельным показателям?

С физической точки зрения тепловые электростанции - это фактически установки по утилизации ископаемых углеводородов, т.е. первичных источников энергии в виде нефти, угля, газа, торфа и т.д. путем их сжигания и выбросом продуктов сгорания и тепла в окружающую среду. Электроэнергия, полученная путем сжигания углеводородов – это фактически вторичный продукт. Она, как вторичный продукт, не может быть дешевле по удельным показателям сжигаемых для ее получения первичных источников. В том числе дизельного топлива – максимально приближенного по затратам к первичному источнику, т.е. сырой нефти.

Что в настоящее время считается самым эффективным источником и накопителем энергии для электромобилей и можно ли их считать экологичными?

В настоящее время самыми эффективными накопителями электроэнергии для электромобилей по энергоемкости и удельным показателям являются ионно-литиевые аккумуляторные батареи [1, 4, 5]. То есть химические накопители и вторичные преобразователи энергии, для производства которых используются редкоземельные и очень токсичные элементы и их окислы. Как и любые аккумуляторные батареи, они имеют ограниченный срок службы и их надо будет утилизировать. Причем с дополнительными затратами с учетом нейтрализации токсичных элементов.

Поэтому утверждения, что электромобили идеальны с точки зрения экологии и более экономичны в эксплуатации, не совсем обоснованы, а сам подход к оценке их экологичности и эффективности нельзя признать методически правильным.

## О ХАРАКТЕРИСТИКАХ И КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ “ЭЛЕКТРОФУР” ДЛЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК

На чем же основаны утверждения и сообщения [2, 4, 5], что электромобили, тем более тягачи для магистральных перевозок, будут более экологичны и затраты в эксплуатации на совершение ими транспортной работы будут ниже по сравнению с дизельными?

Можно предположить, что на информации и мифах СМИ появившихся после шумной презентации электроприводного седельного тягача Tesla Electric Semi и заявления Илона Маска о том, что в 2019 году планируется запустить его в серийное производство.

Поскольку, как упоминалось выше, указанные предположения и утверждения начали приобретать популярность не только в прессе, но и в среде отдельных руководителей и специалистов связанных с разработкой научно-технических программ для автопроизводителей РБ и определением направлений работ на перспективу, попробуем “трезво взглянуть на вещи” с энергетической точки зрения и самых общих представлений базового курса физики средней школы и теории автомобиля.

При этом “вынесем за скобки” и не будем углубляться в замалчиваемые и серьезнейшие вопросы, связанные с применением на борту высокого напряжения (от 500 до 1000 В и выше), обеспечения электро- и взрывобезопасности, например, в случае ДТП и т.д. [1].

Для примера, в качестве наиболее понятного параметра для предварительной оценки эффективности применения силовой установки и первичного источника энергии на автомобиле, примем запас хода легкового и грузового автомобиля известной полной массы на дизельном топливе и лучшем на текущий момент по удельным показателям альтернативном источнике электрической энергии. Примем во внимание также такие параметры как масса и ресурс накопителя энергии эквивалентной массы для обеспечения того же запаса хода. При этом попытаемся учесть основные технические требования к грузовым автомобилям и автопоездам для междугородных и международных перевозок, которые оговорены международными стандартами и ГОСТ 21398-89 [3] – Автомобили грузовые. Общие технические требования.

Основные из них следующие:

– автомобили в составе автопоезда должны иметь запас хода не менее 1000 км (п.3.1);

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

- максимальная скорость не менее: 100 км/ч (п.2.1.);
- максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем в составе автопоезда с полной массой не менее 18% (для одиночных автомобилей не менее 25%) - (п.2.2.);
- трогание с места на подъем с уклоном не менее 12% в составе автопоезда (20% для одиночного) - п.2.3;
- автомобили в составе автопоезда с полной массой должны преодолевать подъем 3% протяженностью не менее 3 км при установившейся скорости движения не менее 35 км/ч (п.2.4);

Кроме того, указанные автомобили должны быть рассчитаны на эксплуатацию при безгаражном хранении (п.15.11). При этом должна обеспечиваться их работоспособность при температуре окружающей среды от минус 40 до плюс 60 град. Цельсия.

При этом следует учитывать, что автомобиль будет эксплуатироваться на существующих дорогах общего пользования и за один рейс может пересечь несколько климатических зон и попасть “из зимы в лето” и наоборот. Например, надо перевезти груз из Ташкента в Москву и т.д.

Остановимся в начале только на двух показателях – обеспечении запаса хода и энергетической эффективности накопителя энергии, обеспечивающего заданный запас хода. Проанализируем некоторые основные характеристики легкового электромобиля Tesla Model S [5] и серийного дизельного аналога BMW 5er G31 [7] с близкими массо-геометрическими и динамическими характеристиками, которые приведены в таблице 1. В качестве предварительного оценочного показателя эффективности примененных на автомобилях энергетических установок и накопителей энергии примем такой расчетный показатель как общая (условная) удельная транспортная работа, выраженная в тонно-километрах ( $T^*km$ ) на 1 кг массы накопителя энергии.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Таблица 1 – Технические характеристики и расчетные показатели электромобиля Tesla Model S и дизельного аналога BMW 5er G31

№ п/п	Характеристика, показатель	Tesla Model S	BMW 5er G31
1	Снаряженная масса, кг	2105	1735
2	Число пассажиров (Масса полезного груза, кг)	5+2 (730 кг)	5+2 (730 кг)
3	Полная масса, кг	2835	2465
4	Длина, мм	4976	4942
5	Ширина (в т.ч. зеркала), мм	1963	2126
6	Высота, мм	1435	1498
7	Колесная база, мм	2960	2975
8	Мощность двигателя, л.с. (кВт)	362 (266,4)	265 (195)
9	Запас хода, км	502	1200
10	Максимальная скорость, км/ч	200	250
11	Время разгона 0-100 км/ч, с	5,6	5,8
12	Общая масса накопителя энергии*), обеспечивающего запас хода		
12.1	- электромобиля (АКБ 85кВт*ч), кг <sup>1)</sup>	450	
12.2	- дизельного аналога (бак 66 л), кг <sup>2)</sup>		66
13	Физический объем накопителя энергии, обеспечивающего запас хода:		
13.1	- электромобиля, дм <sup>3</sup> (21*15*1,5)	378	
13.2	- дизельного аналога, дм <sup>3</sup>		66
14	Удельный расход энергии накопителя на 100 км		
14.1	- электромобиля, кВт*ч	20	
14.2	- дизельного аналога, л (кг) <sup>2)</sup>		4,9 - 5,5
15	Ресурс накопителя энергии		
15.1	- электромобиля, лет/тыс.км	7/160	
15.2	- дизельного аналога, лет/тыс.км		10/1400
16	Условная транспортная работа <sup>3)</sup> , т*км	1423	2958
17	Удельная транспортная работа на 1 кг накопителя энергии <sup>4)</sup> , т*км/кг	3,16	44,81

\*) Примечания:

1. Общая масса накопителя энергии электромобиля (тяговых аккумуляторных батарей, обеспечивающих запас хода).

2. Общая масса накопителя энергии дизельного аналога (топливного бака с топливом).

3. Условная транспортная работа – теоретически возможная работа в тонно-километрах численно равная произведению полной массы транспортного средства (электромобиля/автомобиля) в тоннах на количество километров пробега равное запасу хода.

4. Удельная транспортная работа, характеризующая величину транспортной работы на единицу массы накопителя энергии, обеспечивающего запас хода.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Как видим из приведенных характеристик в таблице 1, масса накопителя энергии (топлива вместе с топливным баком) автомобиля BMW 5er G31 с дизельным двигателем около 66 кг. При этом обеспечивается запас хода 1200 км при среднем путевом расходе 5,5 л/100 км и полной массе 2465 кг. Общая, т.е. условно возможная из расчета передвижения полной массы, удельная транспортная работа, выраженная в тонно-километрах ( $t^*km$ ) на 1 кг массы накопителя энергии или своего рода удельный показатель эффективности накопителя энергии для совершения транспортной работы, около  $44,8 t^*km$  ( $2,465 t * 1200 km/66 kg$ ).

У электромобиля Tesla Model S при полной массе 2835 кг (т.е. большей всего на 15 %), масса постоянно возимого накопителя энергии (тяговых аккумуляторных батарей) – 450 кг, т.е. более чем в 6,8 раз превышает аналогичный показатель дизельного автомобиля. При этом запас хода в 2,4 раза меньше (502 км). Общая условная удельная транспортная работа, выраженная в тонно-километрах ( $t^*km$ ) на 1 кг массы накопителя энергии, или расчетный удельный показатель его эффективности для совершения транспортной работы, около  $3,16 t^*km/kg$  ( $2,835 t * 502 km/450 kg$ ). То есть в 14 раз меньше чем у дизельного аналога примерно с теми же массо-геометрическими и динамическими (время разгона с 0 до 100 км/ч – 5,8 с) характеристиками.

По аналогии рассчитаем удельный показатель эффективности накопителя энергии для стандартного европейского автопоезда полной массой 38 т в составе 2-хосного седельного тягача с дизельным двигателем и 3-хосного полуприцепа. В качестве исходных данных примем характеристики дизельного автопоезда с не самыми лучшими удельными показателями, но удовлетворяющего нормативным требованиям стандарта [3]. Например, рассмотрим автопоезд на базе седельного тягача MA3-5440B9 с двигателем ЯМЗ-651.10 с одним топливным баком объемом 500 л и средним эксплуатационным расходом топлива до 40 л/100 км в составе автопоезда 38 т. [8] и определим необходимую массу тяговых батарей для аналогичного автопоезда такой же приведенной полной массы (38 т) с чисто электрической силовой установкой из расчета эквивалентного запаса хода (1250 км) и применения тяговых ионно-литиевых накопителей электроэнергии аналогичных Tesla Model S.



## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Предварительные расчеты показывают, что для автопоезда полной массой 38 т с дизельной энергетической установкой, условный показатель эффективности энергоносителя, выраженный количественно в виде удельной транспортной работы на 1 кг массы накопителя энергии для обеспечения запаса хода составляет  $95 \text{ т*км/кг}$  ( $38 \text{ т} * 1250 \text{ км} / 500 \text{ кг}$ ). При этом условная транспортная работа (из расчета полной массы автопоезда 38 т) составит около  $47500 \text{ т*км}$ .

Для совершения аналогичной условной транспортной работы автопоезду с чисто электрической силовой установкой из расчета полной массы (38 т) и аналогичного запаса хода (1250 км) потребуется установка постоянно возимых тяговых ионно-литиевых накопителей электроэнергии аналогичных Tesla Model S общей массой около  $15\,000 \text{ кг}$  ( $47500 \text{ т*км} / 3,16 \text{ т*км/кг}$ ).

На рис. 3 и 4 проиллюстрированы результаты анализа и расчета.



Рисунок 3 – Стандартный европейский автопоезд общей массой 38 т с дизельным двигателем



Рисунок 4 – Аналогичный автопоезд общей массой 38 т с чисто электрической силовой установкой и ионно-литиевыми накопителями электроэнергии

То есть при полной массе 38 тонн и запасе хода 1250 км, “электрофуре МАЗ” потребуется постоянно возимый накопитель электроэнергии общей массой около 15 тонн и в реальных условиях эксплуатации магистральный автопоезд сможет физически перевозить

не более 7 тонн полезного груза (вместо 22 тонн с дизельным двигателем).

## О РЕСУРСЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАКОПИТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ И ВОЗМОЖНЫХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ДРУГИХ ПРОБЛЕМАХ

Как следует из паспортных и рекламных данных (таблица 1), срок службы накопителей энергии (тяговых аккумуляторных батарей) электромобиля Tesla Model S рассчитан на 7 лет или 160 тыс. км пробега. Из презентации Илона Маска и сайта компании Tesla [4] известно, что на грузовике Tesla Electric Semi предусмотрено использование аналогичных блоков самых совершенных и эффективных по емкости и запасу хода тяговых ионно-литиевых накопителей энергии, обеспечивающих запас хода 500 миль (около 806 км) при массе груза 36 тонн. При этом на каждую милю пути расход энергии не будет превышать 2 кВт\*ч. Такой удельный показатель для реальных условий эксплуатации магистрального “электрогрузовика” почти из области фантастики.

Тем не менее, попробуем принять его за основу. В итоге получаем, что полная емкость блока батарей разрекламированного “электротягача” для обеспечения запаса хода 806 км должна составлять не менее 1000 кВт\*ч. Для обеспечения запаса хода эквивалентного запасу хода обычного европейского дизельного автопоезда общей массой 38 т, (например, Volvo FH-12 [9] с объемом топливного бака 600 л, средним путевым расходом топлива 35л /100 км и, соответственно, запасом хода 1700 км), указанная емкость должна составлять не менее 2110 кВт\*час в чисто электрическом эквиваленте, т.е. теоретически при идеальных условиях. Учитывая, что в реальных условиях эксплуатации (например, при низких температурах, повышенной влажности, вследствие естественного саморазряда и т.д.), емкость электрических накопителей энергии снижается и эффективно может использоваться не более 70 -75% от заявленной в паспортных данных [1], реальная емкость постоянно возимого накопителя электрической энергии должна быть не менее 2700 кВт\*час. В пересчете на накопители энергии, используемые в Tesla Model S (емкость 85 кВт\*час, габаритные размеры 2100 мм \* 1200 мм \* 150 мм, масса 450 кг), число аналогичных батарей должно быть не менее 32 штук, общая масса блока батарей не менее 14,4 тонн, геометрический объем более 12 м<sup>3</sup>.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

То есть, по самой оптимистичной оценке, суммарный физический объем накопителя энергии для стандартного магистрального грузовика составит около  $12 \text{ м}^3$  при его общей массе не менее 14,4 тонн, а срок службы составит не более 1 года (из расчета обычного для магистральных автопоездов годового пробега в объеме 160 – 200 тыс. км).

Если же учесть упомянутые технические требования стандартов в отношении грузовых автомобилей и автопоездов для магистральных перевозок [3], более жесткие условия их эксплуатации, по сравнению с легковыми автомобилями, и то обстоятельство, что в реальных условиях эксплуатации емкость АКБ падает, а при ускоренной зарядке ресурс существенно снижается [1], то срок службы АКБ будет еще ниже.

Таким образом, процесс ежегодной замены и утилизации ионно-литиевых АКБ такой массы и такого объема ( $14,4$  тонн,  $12 \text{ м}^3$ ) только с одного грузовика станет не только экономической, но и серьезной и трудно предсказуемой экологической проблемой.

Даже если не рассматривать упоминавшиеся выше серьезнейшие вопросы, связанные с электро- взрывобезопасностью, например, в случае ДТП [1] и т.д., утверждения и предположения что электромобили идеальны с точки зрения экологии, а “электрофуры” будут более эффективны для осуществления магистральных перевозок по сравнению с автомобилями с так называемыми “экологически не чистыми дизельными двигателями”, нельзя признать обоснованными.

По сути дела, “электрофура” способна будет возить только сама себя. И то в условиях, приближенных к идеальным. Впрочем, как легковой или развозной автомобиль, т.е. с примерным соотношением массы полезно перевозимого груза к полной массе 1:4. При этом, конечно, как “спорткар”, сможет разгоняться до  $100 \text{ км/ч}$  менее чем за 10 с с соответствующей потерей запаса хода. Но насколько этот показатель важен для магистральных тягачей и как скажется на их конкурентоспособности?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание электромобилей-тягачей категории N3 и автопоездов на их базе для магистральных перевозок грузов не целесообразно и бесперспективно.

## Секция «АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»

Необходимо направить усилия на создание автомобилей и автопоездов с комбинированными (гибридными) силовыми установками на базе дизельных двигателей экологического уровня Евро-6, Евро-7 и стартер-генераторных установок с функциями “Старт-Стоп” и номинальным напряжением питания 36-42 В.

Для определения эффективности применения силовых и/или комбинированных энергетических установок на автомобилях и автопоездах для магистральных перевозок, методически правильно и целесообразно использовать такой показатель как условная (из расчета полной массы АТС) удельная транспортная работа, выраженная в тонно-километрах ( $t \cdot km$ ) на 1 кг массы накопителя энергии.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ипатов А.А., Эйдинов А.А. “Электромобили и автомобили с комбинированными энергоустановками (КЭУ)”, книга, Москва 2004 г., 327 стр.

2. Поддубко С.Н. Перспективы развития электроприводов на транспорте в Республике Беларусь в 2016–2020 годах / С.Н. Поддубко // Современные проблемы проектирования автомобилей: материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию кафедры «Автомобили» / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет, Кафедра «Автомобили». – Минск: БНТУ, 2015. – С. 18 - 27.

3. ГОСТ 21398-89 – Автомобили грузовые. Общие технические требования.

4. <https://www.tesla.com/semi>.

5. <https://www.drive2.ru/b/1978720/>.

6. <https://blog.e-karting.ru/obzor-patentov-tesla-motors-inc-ch-2/>.

7. <http://www.autonet.ru/auto/ttx/bmw>.

8. [http://maz.by/ru/products/cargo\\_vehicle](http://maz.by/ru/products/cargo_vehicle).

9. <https://www.volvotrucks.by/ru-by/trucks/volvo-fh.html>.

УДК 621.43

**ПОЭТАПНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО  
СОСТОЯНИЯ ШАТУНА**

**STEPWISE MODELING OF THE STRESSED STATE  
OF THE CONNECTING ROD**

**А. В. Предко**

**Белорусский национальный технический университет**

**г. Минск, Беларусь**

**A. Predko**

**Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

В данной работе рассмотрены результаты моделирования напряженного состояния шатуна перспективного дизеля методом конечных элементов. Моделирование проводилось с учетом газовых и инерционных сил в конструктивных элементах шатуна: поршневой головке, стержне и крышки шатуна в наиболее опасных сечениях, на режимах максимальных газовых и инерционных нагрузок.

In this paper, the results of modeling the stress state of the perspective diesel connecting rod by finite element method are considered. The simulation was carried out taking into account the gas and inertial forces in the structural elements of the connecting rod: piston head, rod and connecting rod cap in the most dangerous sections, at maximum gas and inertial loads.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Современные транспортные двигатели характеризуются постоянно растущими удельными мощностными и экономическими показателями, уменьшением металлоемкости с сохранением высокого уровня надежности и долговечности. Выполнение этих, в некоторой степени противоречивых, требований не возможно без проведения научных исследований и опытно-конструкторских работ по повышению прочности деталей кривошипно-шатунного механизма.

Шатун является ответственной, высоконагруженной деталью сложной геометрической формы, подвергающейся различным динамическим и тепловым нагрузкам и совершающей сложное движение. От надежности шатуна зависит не только работоспособность двига-

теля, но и в силу его высокой кинетической энергии целостность двигателя и всего транспортного средства, а также безопасность обслуживающего персонала.

Применение численных методов моделирования напряженного состояния деталей с использованием средств автоматизированного проектирования позволяет существенно сократить сроки и повысить качество опытно-конструкторских работ.

Поэтому, несмотря на то, что исследованием и доработкой шатунов занимаются уже много лет, работы по расчетным исследованиям нагруженного состояния шатунов сохраняют свою актуальность.

### ПОЭЛЕМЕНТНЫЙ РАСЧЕТ ШАТУНА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В силу сложной формы и различия нагрузок, воспринимаемых разными частями шатуна, для его расчета принято выделять следующие конструктивные элементы: поршневую и кривошипную головки, соединенные стержнем.

Обычно расчет поршневой головки сводится к определению напряжений растяжения в горизонтальной плоскости вдоль оси поршневого пальца от сил инерции на режиме максимальной частоты холостого хода и в плоскости заделки стержня шатуна от запрессовки втулки пальца и суммарной, газовой и инерционной, силы. При расчете стержня шатуна определяются напряжения сжатия и растяжения от газовых и инерционных сил. Крышка шатуна рассчитывается на изгиб от сил инерции деталей поршневой и шатунных групп [2, 3].

Из твердотельной модели шатуна в среде SolidWorks выделены конструктивные элементы и созданы схемы нагружения и фиксации как предложено в литературе [3], заданы краевые условия. Так при моделировании напряжений в поршневой головке неподвижно зафиксировано нижнее сечение, а в качестве нагрузки принято равномерно распределенное давление от запрессованной втулки и рабочая нагрузка от сжимающей суммарной силы распределенная по синусоиде (рис. 1).

Моделирование проводилось в среде SolidWorks Simulation. В качестве критерия оценки напряженного состояния расчетных сечений принято осредненное напряжение по Мизесу [1]:

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}},$$

где  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  – главные напряжения по соответствующим осям.

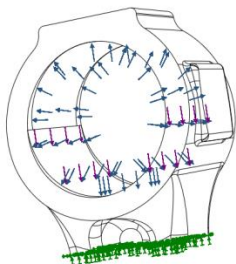


Рисунок 1 – Схема нагрузки при расчете поршневой головки

Анализ результатов моделирования напряжений в опасных сечениях показали хорошую сходимость с результатами традиционных расчетов. Однако предложенный метод моделирования позволит определять напряжения не только в расчетных сечениях, но и во всем конструктивном элементе в целом, что позволяет более качественно оценивать напряженное состояние. Так при моделировании разрыва поршневой головки обнаружено, что максимальное напряжение возникает не в горизонтальной, а вертикальной плоскости проходящей через ось пальца (рис. 2), которое значительно превышает напряжение в расчетном сечении.

Еще одним преимуществом предложенного метода моделирования является возможность определения возвратно-поступательно движущейся массы и расчет центробежной силы инерции, оказывающей воздействие на расчетный элемент.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод поэлементного расчета шатуна может применяться при эскизном проектировании как конструктивных элементов, так и шатуна в целом, проведении проверочных прочностных расчетов и выявления тенденций влияния геометрических и конструктивных параметров шатуна на его напряженное состояние.

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

С целью совершенствования расчета предполагается перейти от статического расчета к расчету циклических напряжений с целью определения усталостной прочности.

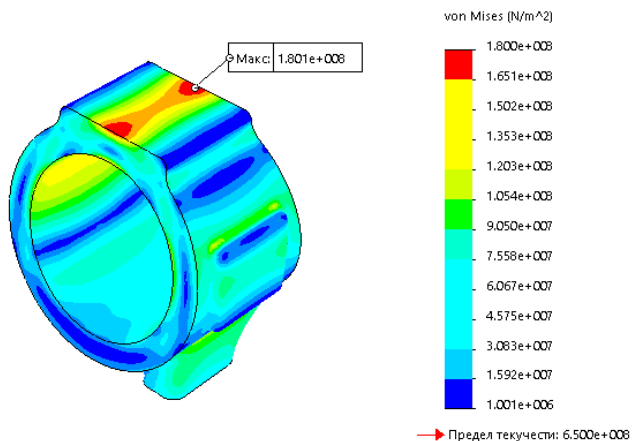


Рисунок 2 – Распределение напряжений по поверхности головки шатуна

## ЛИТЕРАТУРА

1. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А Собачкин, Е.В Одинцов, А.И Харитонович, Н.Б. Пономарёв - Санкт-Петербург «БХВ-Петербург», 2005-800с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.]; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. - 384 с.
3. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов - 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. - 496 с.



УДК 621.43.013

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА  
СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И МЕТИЛОВОГО ЭФИРА  
ЖИРНЫХ КИСЛОТ РАПСОВОГО МАСЛА

DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DIESEL  
WORKING PROCESS WORKING ON THE MIXTURES OF DIESEL  
FUEL AND METHYL ETHER OF FATTY ACIDS OF RAPE OIL

Г.М. Кухаренок, д-р техн. наук, проф.,

А.Н. Петрученко, канд. тех.наук, доц.

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

G. Kukharonak, Doctor of technical Sciences, Professor,  
A. Petruchenka, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выполнен комплекс расчётных и экспериментальных исследований рабочего процесса дизеля 4ЧН 11×12,5 при применении смесей дизельного топлива и метилового эфира жирных кислот рапсового масла. Отмечено незначительное изменение показателей работы дизеля при содержании в смеси метилового эфира до 5% по массе.

A set of computational and experimental studies of the working process of a diesel engine 4 ЧН 11×12.5 with the use of mixtures of diesel fuel and rapeseed oil methyl ester of rapeseed oil is carried out. A slight change in the performance of the diesel engine with a content of a methyl ether mixture of up to 5% by mass was noted.

## ВВЕДЕНИЕ

Относительная ограниченность запасов нефти, обострение экологических проблем ужесточают требования к экологическим и потребительским свойствам топлив, что определяет актуальность исследований и разработок, направленных на диверсификацию сырьевой базы, поиск эффективных и экологически чистых топлив из нетрадиционных источников сырья, так называемых альтернативных моторных топлив.

## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

Среди альтернативных нефтепродуктов наиболее перспективным считается биодизельное топливо на основе метилового эфира жирных кислот рапсового масла (МЭРМ). Это обусловило актуальность расчетно-экспериментальных работ по поиску эффективных методов использования МЭРМ.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Основу математической модели составляют первое начало термодинамики, совместно с уравнениями, моделирующими процесс тепловыделения с использованием дифференциальной характеристики процесса топливоподачи. Это позволяет учитывать элементный состав и теплофизические свойства топлива.

Моделировалась работа дизеля 4ЧН 11×12,5. для режима номинальной мощности при неизменных регулировочных и конструктивных параметрах. Концентрация МЭРМ в дизельном топливе составляла 2,5%, 5%, 10%, 20%, 30%, 50% и 75%. Содержание МЭРМ в смеси определялось по массе. Оценивались мощностные и топливно-экономические показатели дизеля.

По мере роста концентрации МЭРМ в дизельном топливе увеличивается максимальное давление цикла (рис.). При концентрации МЭ до 10% прирост максимального давления – менее 1%. Дальнейшее увеличение содержания МЭРМ ведет к интенсивному росту максимального давления. Наиболее высокая величина максимального давления соответствует работе дизеля на “чистом” МЭРМ, увеличение максимального давления составляет 18%. При этом экстремальное значение давления достигается на 2 град ПКВ раньше по сравнению с нефтяным дизельным топливом.

Увеличение концентрации МЭРМ ведет к росту максимальной температуры цикла. При концентрации МЭРМ в смесевом топливе до 10 % максимальная температура цикла практически не меняется.

Рост максимальной температуры при использовании в качестве топлива “чистого” МЭРМ менее 10%, при этом этот максимум достигается на 6 град ПКВ раньше по сравнению с дизельным топливом. Увеличение концентрации МЭРМ ведет к уменьшению периода между моментами достижения максимального давления и максимальной температуры цикла.

Испытания проводились на дизеле Минского моторного завода Д-245С, укомплектованном топливным насосом РР4М10Р1f-3480 и

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

турбокомпрессором С14 27. Двигатель был установлен на стенде, оборудованном в соответствии с ГОСТ 18509-88.

Испытания дизеля Д-245С проводились при неизменных регулировках топливного насоса и угла опережения впрыскивания топлива. Показатели дизеля определены на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента. Результаты прямых и косвенных измерений приведены в таблицах 1, 2.

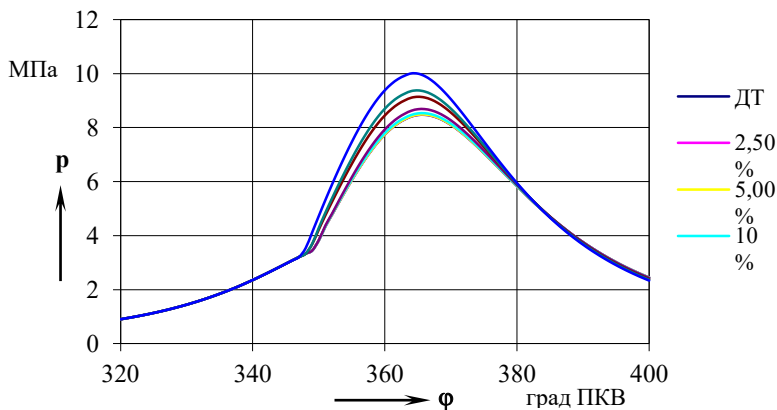


Рисунок – Расчетные индикаторные диаграммы дизеля, работающего на топливе, содержащем различное количество МЭРМ

Анализ результатов приведенных в таблицах 1, 2 показывает, что при работе дизеля на смесевом топливе с содержанием МЭРМ 5% мощностные и экономические показатели практически не меняются.

Дальнейшее увеличение концентрации МЭРМ в смесевом топливе ведет к снижению мощности и увеличению расхода топлива. При работе дизеля на 10% смеси для режима номинальной мощности уменьшение эффективной мощности составляет  $\sim 1\%$ , увеличение расхода топлива  $\sim 1,5\%$ , на режиме максимального крутящего момента эти же показатели снижаются на  $\sim 2\%$ .

При работе дизеля на 50% смеси снижение эффективной мощности составляет  $\sim 5\%$ , а расход топлива возрастает до  $\sim 7\%$ . Это обусловлено уменьшением теплотворности смеси.

Увеличение концентрации МЭРМ в смесевом дизельном топливе ведет к росту коэффициента избытка воздуха. Для исследованных смесей этот показатель возрастает в среднем на 0,05 при работе на

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

режиме номинальной мощности и максимального крутящего момента. Наличие 5% МЭРМ в смеси практически не изменяет величину этого показателя.

Таблица 1 – Показатели дизеля Д-245С, работающего на ДТ и смесевых топливах на режиме номинальной мощности (2200 мин<sup>-1</sup>)

Топливо	Мк, Н·м	Ne, кВт	Gt кг/ч	ge, г/кВт×ч	$\alpha$
ДТ	343	78,79	17,19	218,8	1,65
5% МЭРМ	342	78,56	17,33	219,9	1,65
10% МЭРМ	335	77,64	17,37	223,7	1,66
20% МЭРМ	334	76,95	17,5	227,4	1,66
30% МЭРМ	328	75,93	17,66	232,5	1,67
50% МЭРМ	310	74,87	17,66	235,8	1,71

Таблица 2 – Основные показатели дизеля Д-245С, работающего на ДТ и смесевых топливах на режиме максимального крутящего момента (1400 мин<sup>-1</sup>)

Топливо	Мк, Н·м	Ne, кВт	Gt кг/ч	ge, г/кВт×ч	$\alpha$
ДТ	404,3	57,9	12,85	221,9	1,32
5% МЭРМ	394,2	57,79	12,92	223,5	1,32
10% МЭРМ	387	56,73	12,83	226,2	1,34
20% МЭРМ	385	56,44	12,94	229,2	1,34
30% МЭРМ	383	55,71	13,016	233,6	1,35
50% МЭРМ	380	55,18	13,015	238,4	1,37

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рост концентрации метилового эфира в смесевом топливе ведет к снижению среднего индикаторного давления и увеличению расхода топлива. Снижение среднего индикаторного давления и увеличение удельного индикаторного расхода топлива при работе на 10% смеси соответственно составляет 0,2% и 1,1%.

Выбором рациональной величины угла опережения впрыска и цикловой подачи топлива может быть достигнуто снижение динамических показателей процесса сгорания до уровня работы на нефтяном дизельном топливе.

При содержании МЭРМ в смесевом топливе до 5% мощностные и экономические показатели, дизеля практически не меняются по сравнению с дизельным топливом.

УДК 621.43.013

**РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ  
С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ  
БЕНЗИНА С ЭТАНОЛОМ**

**RESULTS OF THE COMPARATIVE TESTS OF THE ENGINE WITH  
SPARK IGNITION WHEN WORKING ON THE MIXTURES OF  
GASOLINE WITH ETHANOL**

**А.Н. Петрученко, канд. тех.наук, доц.**

**Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**A. Petruchenka, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

Приведены результаты экспериментальных и выполнен анализ показателей работы двигателя с искровым зажиганием при применении бензина с 5% этанола.

The results of the experimental results are presented and the analysis of the performance of the spark ignition engine with the use of gasoline with 5% ethanol.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Развитие мирового научно-технического прогресса, рост численности населения и улучшение его благосостояния привели к резкому увеличению энергопотребления, обратной стороной которого является истощение углеводородных сырьевых ресурсов.

Одним из путей решения сформировавшейся проблемы является развитие альтернативной энергетики. В двигателях с искровым зажиганием в качестве топлива перспективным считается использование спиртов. Широкое применение получил в качестве моторного топлива этанол.

Выбор рационального количества этанола в смеси требует проведения исследований. Задача имеет два пути решения: экспериментальный и расчетный. Менее затратным является расчетный путь, реализация которого при использовании математической модели, адекватно описывающей процессы, протекающие в цилиндре двигателя, позволяет провести исследования по определению допустимого со-

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

держания этанола в смеси с бензином. Поэтому задача по поиску рационального состава бензино-этанольной смеси является важной научно-технической задачей.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объект исследования - бензиновый двигатель с искровым зажиганием ВАЗ-2110. Двигатель смонтирован на тормозном стенде, оборудованном согласно ГОСТ 14846-81.

Сравнительные исследования мощностных и экономических показателей двигателя проводились на бензине и смесях бензина с биоэтанолом, содержащих 5% спирта [1]. Перед началом испытаний определялась стабильность и плотность бензиноэтанольных смесей.

Программа испытаний включала получение частичных скоростных характеристик в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала от 2000 до 4000 мин<sup>-1</sup>.

На рисунке представлена частичная скоростная характеристика при угле поворота дроссельной заслонки 23°.

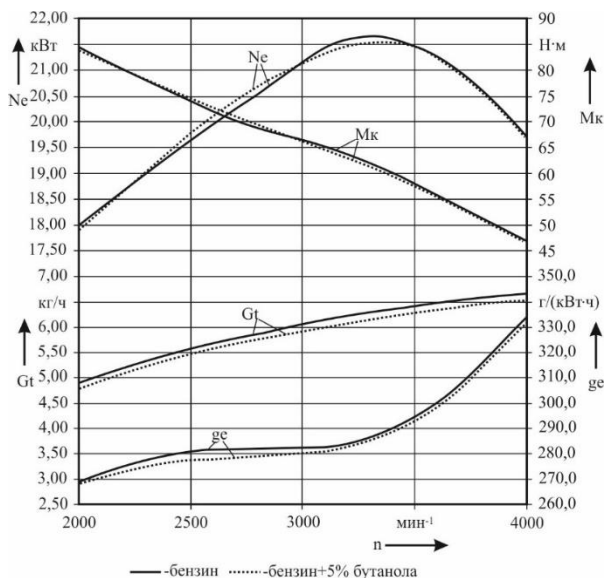


Рисунок – Зависимости мощностных, топливно-экономических показателей бензинового двигателя от частоты вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки (23°)

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Как видно из приведенных зависимостей наличие этанола в смеси топлива практически не оказывает влияние на характер протекания кривых момента, мощности, часового и удельного эффективного расходов топлива.

По мере увеличения частоты вращения коленчатого вала возрастает часовой расход топлива, что при постоянном положении дроссельной заслонки связано с ростом количества циклов в единицу времени.

Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива соответствует работе на минимальной частоте вращения коленчатого вала (2000 мин<sup>-1</sup>). Этому скоростному режиму соответствует минимум механических потерь и максимум механического КПД. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала механические потери растут, КПД снижается.

Аналогичный характер носит изменение мощностных и топливно-экономических показателей для положений дроссельной заслонки, соответствующих углам открытия 20° и 9° (таблицы 1, 2).

Таблица 1 – Зависимость мощностных и топливно-экономических показателей бензинового двигателя от частоты вращения коленчатого вала при положении дроссельной заслонки 20°

Показатель	Топливо	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>					
		2000	2400	2800	3200	3600	4000
Мк, Н·м	бензин	78,5	74	67,5	58	52	46
	5% этанола	77	72	64,5	57,5	50,5	44
Ne, кВт	бензин	16,44	18,60	19,79	19,43	19,40	19,27
	5% этанола	16,13	18,09	18,91	19,27	19,04	18,43
Gt, кг/ч	бензин	5,13	5,87	6,26	6,37	6,69	6,89
	5% этанола	5,16	5,76	6,08	6,49	6,80	7,11
ge, г/(кВт·ч)	бензин	312	315,5	316	328	336	378
	5% этанола	316,5	318,5	319	330	357	386

Полученные результаты исследований на бензине и его смесях с этанолом отличаются незначительно друг от друга (табл. 1). Максимальные значения мощности двигателя достигаются при отмеченном выше диапазоне частот вращения коленчатого вала (3000...3500 мин<sup>-1</sup>). Различие мощностей не превышает 1%, удельного эффективного расхода топлива менее 1,5%.

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Меньший угол поворота дроссельной заслонки приводит к снижению расхода топливно-воздушной смеси и, как следствие, падению мощности двигателя (таблица 2). Оцениваемая характеристика отличается высокими удельными эффективными расходами топлива, что обусловлено малыми значениями механического КПД.

Таблица 2 – Зависимость мощностных и топливно-экономических показателей бензинового двигателя от частоты вращения коленчатого вала при положении дроссельной заслонки 9°

Показатель	Топливо	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>					
		2000	2400	2800	3200	3600	4000
Мк, Н·м	бензин	55,5	45,5	36,5	26	21	16
	5% этанола	54,5	44,5	35,5	25,5	20,5	15
Ne, кВт	бензин	11,62	11,43	10,70	8,71	7,92	6,70
	5% этанола	11,41	11,18	10,41	8,54	7,73	6,58
Gt, кг/ч	бензин	6,95	7,35	7,72	7,76	8,03	8,20
	5% этанола	6,94	7,25	7,55	7,70	7,95	8,0
ge, г/(кВт·ч)	бензин	600	643	722	891	1014	1223
	5% этанола	608	649	726	901	1030	1220

Характер изменения результатов, приведенных в таблице 2, несколько отличается от отмеченных выше тенденций. Отсутствует выраженный экстремум мощности, наибольшее значение этого показателя достигается при  $n$  равном 2000 мин<sup>-1</sup>. Мощность двигателя при переходе с бензина к смесевому топливу незначительно снижается, увеличение расхода топлива менее 2%.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На безэтанольных смесях, содержащих до 5% этанола, двигатель работает устойчиво.

Мощностные и экономические показатели работы дизеля при неизменном положении дроссельной заслонки на смесях, содержащих 5% этанола, практически не изменяются по сравнению с работой на бензине. Для малых углов открытия дроссельной заслонки и низких нагрузок получено снижение показателей в среднем на 1...1,5%.



УДК 621.436.068

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ  
IMPROVEMENT ECOLOGICAL INDICATORS OF DIESEL

Г.М. Кухаренок, д-р техн. наук, проф., В.И. Березун  
Белорусский национальный технический университет, г. Минск,  
Республика Беларусь

G. Kuharonak, Doctor of technical Sciences, Professor, V. Berazun,  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Изложены результаты исследований по улучшению экологических показателей дизелей путем выбора конструктивных параметров, определяющих протекание рабочего процесса. Особое внимание уделено конфигурации формы камеры сгорания, головки блока цилиндров, распылителя, механизма газораспределения и системы рециркуляции отработавших газов.

The results of improving the environmental performance of diesel are presented by the selection of design parameters that determine the working process. Particular attention is paid to the configuration combustion chamber, cylinder head, nozzle, valve timing and exhaust gas recirculation.

## ВВЕДЕНИЕ

В связи с ухудшением экологической ситуации в мире и значительного влияния выбросов дизеля на здоровье людей, экологическое законодательство постоянно ужесточается. Среди нормируемых показателей для дизеля, ввиду особенности протекания рабочего процесса, наибольшую трудность представляют выбросы оксидов азота ( $NO_x$ ) и дисперсных частиц ( $PM$ ). С учетом доступных на текущий момент технологий, улучшение экологических показателей дизеля обусловлено нахождением компромисса между степенью усложнения конструкции дизеля и эффективностью очистки отработавших газов (ОГ). Несмотря на развитие технологий очистки отработавших газов, совершенствование рабочего процесса (РП) дизеля на сегодняшний момент является основным инструментом достижения современных регламентируемых экологических показателей.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Современные исследования в области совершенствования рабочего процесса показывают преимущества увеличения доли объемного смесеобразования, при котором перемешивание топлива и воздуха происходит главным образом за счет энергии впрыскиваемого топлива [1, 2]. Повсеместное внедрения аккумуляторных систем топливоподач, позволяющих повысить давление впрыска топлива, обусловило проведение работ по их адаптации к конкретным конструкциям дизелей. Ввиду наличия отличий в организации рабочего процесса, выбор конструктивных параметров для каждой модификации является трудоемким и сложным процессом.

Для снижения «сырого» выброса дизеля 4ЧН11/12,5 были проведены работы по определению конструктивных параметров: формы камеры сгорания, головки блока цилиндров (ГБЦ), распылителя, механизма газораспределения и системы рециркуляции отработавших газов (РОГ).

При исследовании опытных камеры сгорания (КС) установлено, что следы на стенках КС от топливных факелов соответствуют прогнозу пространственной модели при положении поршня близком к 20 град. ПКВ. Определена область касания струями вытеснителя КС, которая при угле раскрытия факелов 145 град. находилась на диаметре вытеснителя 36 мм при удалении от днища поршня на 12 мм. Увеличение диаметра горловины КС при неизменных параметрах топливоподачи в среднем и верхнем диапазонах частот вращения снижает дымность. На низких частотах вращения увеличивает, причем ухудшение экологического показателя превалирует при  $n$  меньших 1200 мин<sup>-1</sup>.

Экспериментально выбрана ступенчатая форма КС с вытеснителем в центральной части и диаметром горловины 67,6 мм, 7-струйный распылитель с углом раскрытия топливных факелов 148 град. и проливом 500 мм<sup>3</sup>, а также головка блока цилиндров с вихревым отношением впускных каналов 3,75, что позволило значительно снизить выброс  $PM$ . Исследованы различные способы организации РОГ и выбраны параметры регулируемой РОГ по контуру высокого давления с охлаждением перепускаемых ОГ. Проведены испытания дизеля с различными фазами газораспределения. Уменьшение перекрытия клапанов за счет фазы выпуска позволило получить сопоста-

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

вимые выбросы  $NO_x$  при меньшем расходе топлива на режимах полной нагрузки. Разработанные элементы конструкции, приведены на рисунке.

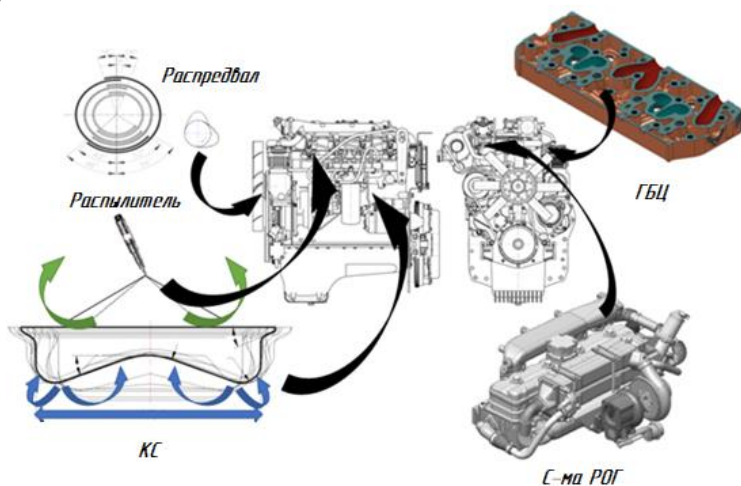


Рисунок 1 – Разработанные элементы конструкции

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных работ были выбраны конструктивные параметры камеры сгорания, распылителя, головки блока цилиндров, механизма газораспределения и системы РОГ дизеля высокого экологического класса.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
2. Basshuysen, R. Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Auflage / R. Basshuysen, F. Schäfer. – Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2007. – 1032 s.

УДК 621.4

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО  
ДВИГАТЕЛЯ  
ROTARY-PISTON ENGINE CONTROL SYSTEM

С.Н. Янкевич

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь  
S. Yankevitch,  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Полное отсутствие производства отечественных магогабаритных двигателей в нашей стране в настоящее время является одним из серьёзных факторов, сдерживающих развитие малой авиации и, в частности, беспилотных летательных аппаратов. Ни на одном из беспилотных летательных аппаратов, созданном в нашей стране нет двигателя, производимого в Республике Беларусь или в странах СНГ.

The total absence of production of domestic aviation piston engines in our country is currently one of the serious factors hampering the development of small aircraft and, in particular, unmanned aerial vehicles. None of the unmanned aerial vehicles created in our country has a motor produced in the Republic of Belarus or in the CIS countries.

## ВВЕДЕНИЕ

Для летательных аппаратов необходимы двигатели с высокими требованиями по удельным параметрам: массе, габаритам, экономичности и надёжности. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают роторно - поршневые двигатели (РПД) в виду меньшего, чем у традиционных поршневых двигателей количества деталей (рис.), отсутствия возвратно - поступательного движения подвижных частей, меньшего отношения массы и габаритов к мощности, меньшего уровня вибрации и шума, высокой равномерности крутящего момента и простоте конструкции. Малая изученность РПД, по сравнению с поршневыми двигателями становится препятствием для их широкого применения.

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

### РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УПРАВЛЕНИЯ РПД

Произведем классификацию основных узлов поршневых ДВС, двигаясь от общей конструкции ДВС к отдельным узлам. Поршневой двигатель внутреннего сгорания состоит из: корпусных деталей, кривошипно-шатунного механизма, газораспределительного механизма, системы питания, системы охлаждения, смазочной системы, системы зажигания и пуска.

В РПД роль кривошипно-шатунного механизма и газораспределительного механизма выполняет сам ротор, а остальные детали остаются неизменными.

Из-за описанных выше отличий в конструкции механизма преобразования у РПД по сравнению с традиционными поршневыми управление первыми невозможно с помощью применения традиционных алгоритмов.

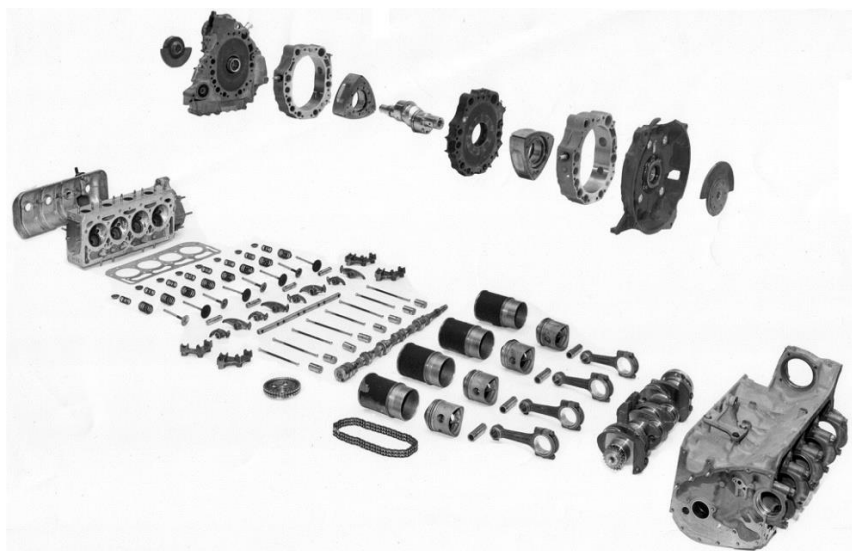


Рисунок – Сравнение количества деталей (модулей) четырёхтактного четырёхцилиндрового двигателя и двухсекционного РПД одинаковой мощности

Соответственно в дальнейшем анализе будет выявляться аналогия между этими узлами, чтобы понять, как будет осуществляться управление РПД с помощью электронной системы управления и как она будет «видеть» ротор с точки зрения циклов впрыска.

## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

При повороте на  $720^\circ$  коленчатого вала четырехтактного поршневого двигателя (два оборота = 4 такта) поглощается объем воздуха равный номинальному (пренебрегая объемный КПД и т.п. - в этом заключается применение идеализации в предлагаемом методе). За те же  $720^\circ$  РПД поглощает два номинальных объема, аналогично 2-х тактному двигателю.

Для аргументации последних утверждений, вспомним что у РПД есть три поверхности на каждом роторе, равномерно располагаемые через  $120^\circ$ . Ротор вращается на  $1/3$  скорости эксцентрикового вала, таким образом зажигание происходит через каждые  $360$  градусов, и через каждые  $1080^\circ$  поворота эксцентрикового вала для каждой поверхности в отдельности. Отметим что все факторы, обусловленные геометрией и механикой, являются общими для всех роторных двигателей.

Если конструкция РПД включает два ротора (двухсекционный РПД), то они как правило смещены на  $180$  градусов, что обуславливает смещение зажигания в  $180$  градусов между роторами

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проделанных исследований на основании системного анализа основных способов управления двигателями внутреннего сгорания был разработан новый способ управления, основанный на использовании таблиц оптимальных значений параметров двигателя с применением методов адаптивного управления, что позволило уменьшить объем вводимой в систему управления информации об объекте управления, получаемой на основе экспериментальных данных.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Морозов К. А. Токсичность автомобильных двигателей: Учебное пособие, МАДИ, 1997.
2. Yamamoto K. Rotary Engine, Japan, 1981.

УДК 621.4

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ**  
**CHOICE OF PARAMETERS OF THE COMBUSTION CHAMBER**  
**OF A DIESEL ENGINE**

**И.И. Валюшко**

**Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**I. Valiushko,**

**Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

Выбор параметров камеры сгорания дизельного двигателя является одной из важнейших задач при проектировании и создании нового образца. Наиболее оптимальный выбор в дальнейшем определяет производительность двигателя, его топливную экономичность и экологический уровень.

The choice of the parameters of the combustion chamber of a diesel engine is one of the most important tasks during designing and creating a new sample. The most optimal choice in the future determines the performance of the engine, its fuel economy and environmental level.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Камера сгорания (КС) дизельного двигателя представляет собой сложную конструкцию. Существует множество вариаций исполнения КС, каждая из которых оказывает неоднозначное влияние на показатели работы дизеля. Поэтому главной задачей в последнее время стал выбор рационального сочетания формы КС, ее конструктивных параметров, выбор типа топливной аппаратуры и способа организации процесса смесеобразования и сгорания.

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ**

Среди основных параметров КС можно выделить следующие: относительный диаметр КС, относительный диаметр горловины КС, относительная глубина, относительная высота центрального выступа, угол наклона верхней части стенки, угол наклона нижней части стенки, осисимметрия, форма кромок камеры сгорания.

## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

Диаметр КС больше всего влияет на производительность двигателя. В последнее время часто используют КС с большим диаметром и большой горловиной, хотя это может неблагоприятно влиять на компромисс между сажей и  $\text{NO}_x$ . В современных двигателях глубина КС примерно в 3-4 раза меньше её диаметра, что уменьшает тепловую нагрузку на поршень.

Центральный выступ предотвращает застой топливной смеси в центральной части КС, увеличивает скорость смешивания и уровень турбулентность, активизируя пристеночные зоны.

Углы наклона стенок взаимосвязаны с распространением топливных струй. Наилучшим считается тот вариант, когда топливные струи достигают пристеночных зон до начала активного горения. Это определяет длительность и полноту тепловыделения.

Формы кромок КС и другие выступы на камере подбираются с целью создания локальных зон смешивания и турбулизации, что эффективно влияет на процесс смесеобразования. Асимметрия позволяет эффективно использовать воздушный заряд и позволяет снизить выбросы на частичных и полных нагрузках.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Нет рекомендаций, позволяющих выбрать параметры КС, обеспечивающие требуемые условия протекания рабочего процесса. Поэтому в начале проектирования определяют приоритеты каждого из контрольных показателей и только после этого выбирают соответствующие параметры КС.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования, Минск, БГПА, 1999.
2. Channappagoudra M., Optimization of Combustion Chamber Geometry for a Direct Injection Diesel Engine: Electronic resource. Department of Mechanical Engineering, Rural Engineering College Hultoti, 2013, Mode of access: <http://oatd.org/>, Date of access: 13.05.2018.



УДК: 621.436

**РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО  
ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**  
COMPUTATIONAL INVESTIGATIONS OF THE PARAMETERS OF  
THE WORKING PROCESS IN DUAL FUEL ENGINE

**А.В. Козлов д-р техн. наук, В.Н. Гринев**

**Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный  
научно-исследовательский автомобильный и автомоторный инсти-  
тут», Москва, Россия**

*A. Kozlov, Doctor of technical Sciences, V. Grinev*

*Federal State Unitary Enterprise Central Scientific Research Automobile  
and Automotive Institute "NAMI" Moscow, Russia*

В данной статье проведены расчетные исследования, касающиеся изучения влияния параметров запальной порции дизельного топлива на показатели рабочего процесса газодизельного двигателя. В частности, были рассмотрены такие параметры, как момент начала подачи и величина запальной порции, коэффициент избытка воздуха и степень рециркуляции отработавших газов. По результатам исследования получены расчетные зависимости показателей топливной экономичности и экологической безопасности от изменяемых параметров.

In the given article, computational investigations of the effect of the diesel pilot fuel parameters on the performance of the dual-fuel engine are conducted. Particularly, such parameters like start of injection and quantity of the diesel pilot fuel, air-fuel ratio and exhaust gas recirculation ratio have been analyzed. According to the investigation results, computational dependencies of the fuel efficiency and environmental safety have been obtained.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Современные исследования в области двигателей внутреннего сгорания (ДВС) направлены на исследование технологий, позволяющих обеспечить повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами при сохранении энергетических показателей на высоком уровне. Одним из решений обозначенных проблем является конвертация дизельного двигателя

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

для работы по двухтопливному циклу, в котором воспламенение газозоудшной смеси, подаваемой во впускной коллектор, происходит с помощью запальной порции дизельного топлива (ДТ), впрыскиваем непосредственно в камеру сгорания. Изучению рабочего процесса такого двигателя посвящены работы отечественных и зарубежных ученых [1-3]. В данной работе проводится исследование влияния различных параметров рабочего процесса газодизельного двигателя на топливную экономичность и экологическую безопасность.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ТОПЛИВНУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧЕСКУЮ БЕЗОПАСНОСТЬ

Расчетные исследования газодизельного двигателя проводились с использованием программного комплекса AVL BOOST. Схема имитационной модели двигателя представлена на рис. 1.

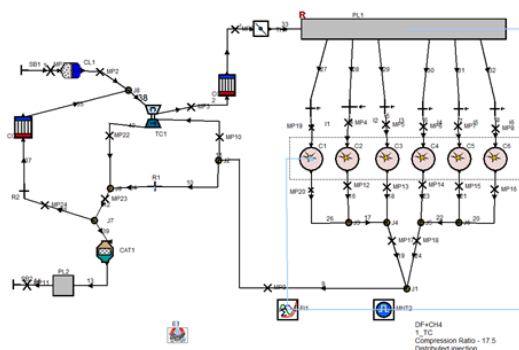


Рисунок 1 – Имитационная модель исследуемого двигателя в ПК AVL BOOST

Модель исследуемого двигателя состоит из воздушного фильтра, впускного и выпускного коллекторов, охладителя наддувочного воздуха, дроссельной заслонки, шести цилиндров, турбокомпрессора с перепускным клапаном, клапана рециркуляции отработавших газов с охладителем, каталитического нейтрализатора и выхлопной трубы.

В данной статье приведены результаты исследования влияния таких параметров рабочего процесса газодизельного двигателя, как

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

угол опережения впрыскивания запальной порции дизельного топлива (УОВТ), величина запальной порции ДТ, коэффициент избытка воздуха (КЭВ) и степень рециркуляции отработавших газов (ОГ) на трех рабочих режимах: при среднем эффективном давлении (СЭД) равном 2, 10 и 25 бар и частоте вращения коленчатого вала равной  $1400 \text{ мин}^{-1}$ .

При проведении расчетов УОВТ изменялся в пределах от 0 до -25 градусов поворота коленчатого вала (град. п.к.в.) после верхней мертвой точки (ВМТ). Получено, что минимальный удельный эффективный расход топлива (УЭРТ) достигается при УОВТ равном -18 град. п.к.в. после ВМТ на режиме при СЭД равном 25 бар, -20 град. п.к.в. для 10 бар и -15 град. п.к.в. для 2 бар соответственно (см. рис. 2), а минимальная концентрация оксидов азота в ОГ достигается при УОВТ равном 0 град. п.к.в. после ВМТ на всех режимах исследования.

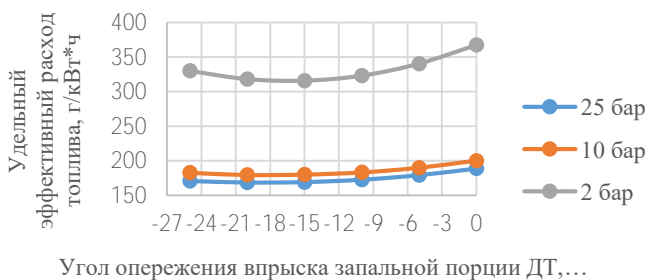


Рисунок 2 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от угла опережения впрыскивания запальной порции ДТ

При проведении расчетных исследований величина запальной порции ДТ варьировалась от 5 до 40 мг/цикл. В результате расчетов получено, что УЭРТ для режимов 25 и 10 бар незначительно возрастает с увеличением запальной порции ДТ, а для режима 2 бар минимальный УЭРТ наблюдается при запальной порции равной 10 мг/цикл, а при дальнейшем увеличении запальной порции УЭРТ значительно возрастает. При СЭД равном 25 бар концентрация оксидов азота возрастает с увеличением запальной порции в рассматриваемом диапазоне, при 10 бар концентрация оксидов азота максимальна

## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

при величине запальной порции равной 35 мг/цикл, а при СЭД равном 2 бар максимальная концентрация оксидов азота получена при запальной порции в 10 мг/цикл.

Коэффициент избытка воздуха изменялся в диапазоне от 1 до 1.6. В результате расчетов получено, что минимальный УЭРТ уменьшается с увеличением КЭВ для всех трех исследуемых режимов работы. Концентрация оксидов азота для режимов 25 и 10 бар СЭД максимальна при КЭВ равном 1.16, для режима 2 бар СЭД концентрация оксидов азота возрастает во всем диапазоне с увеличением КЭВ.

Доля рециркулируемых газов в рамках данных расчетных исследований составляет от 15 до 20%. УЭРТ для режимов 25 и 10 бар возрастает на 0.6%, а для 2 бар на 43% с увеличением доли рециркулируемых ОГ в данном диапазоне. Концентрация оксидов азота на режимах 25, 10 и 2 бар снижается в 3.6, 7.8 и 19 раз соответственно с увеличением доли рециркулируемых ОГ.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате проведенного исследования влияния параметров рабочего процесса на топливную экономичность и экологическую безопасность были выявлены расчетные зависимости УЭРТ и концентрации оксидов азота в ОГ от величин исследуемых параметров для определения оптимальных значений, способствующих улучшению экономических и экологических показателей рабочего процесса газодизельного двигателя.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Luksho V. A. Investigation of the working process and environmental performance of a dual-fuel gas engine / V. A. Luksho et al. // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2016. – 11. – p. 12472–12479.
2. Yang Bo. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load / Bo Yang et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – . – p. 1-29.
3. Selim M. Pressure–time characteristics in diesel engine fuelled with natural gas / M. Selim. // Renewable Energy. – 2001. – . – p. 473–489.

УДК 621.436

**ПРИМЕНЕНИЕ БУТАНОЛСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ В ДИЗЕЛЯХ  
THE USE OF BUTANOL-CONTAINING FUELS IN DIESEL  
ENGINES**

**Г.М. Кухаренок, д-р техн. наук, проф., Д.Г. Гершань  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

G. Kukharonak, Doctor of Technical Sciences, Professor; D. Hershan  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Проведены исследования рабочего процесса дизеля при применении смесей дизельного топлива с бутанолом на режимах 13-ступенчатого экологического цикла ESC. Определено количество подаваемого топлива и рециркулируемых газов для смесей различного состава, обеспечивающие выбросы оксидов азота, соответствующие нормам Евро-5.

Researches of the working process of the diesel engine with the use of butanol-diesel blends on the regimes of the 13-stage ecological cycle ESC have been conducted. The amount of fuel supplied and recirculated gases for blends of various compositions that provide nitrogen oxide emissions corresponding to Euro-5 standards have been determined.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Одной из проблем Республики Беларусь является сильная зависимость транспортных средств от дизельного топлива. Использование альтернативного топлива может сократить эту зависимость, а также сократить выбросы вредных веществ. Особо актуальны и мало изучены исследования рабочих процессов дизелей высокого экологического уровня, работающих на альтернативных топливах.

С экономической и экологической точек зрения, перспективны спиртосодержащие топлива.

Лучшие показатели по составу и свойствам смесового дизельного топлива обеспечиваются при применении бутанола, по сравнению с метанолом и этанолом [1–3].

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

Исследовался рабочий процесс дизеля 4 ЧН 11/12,5 на режимах 13-ступенчатого экологического цикла ESC при применении смесей дизельного топлива с бутанолом при содержании последнего до 30% по объему.

Анализировалось влияние смесей дизельного топлива с бутанолом на мощностные, топливно-экономические, экологические и динамические показатели рабочего процесса. Находились оптимальные решения. Определялись параметры рабочего процесса, обеспечивающие выбросы оксидов азота  $\text{NO}_x$ , соответствующие экологическому уровню Евро 5.

Результаты исследований показывают, что по мере увеличения концентрации бутанола в смеси для поддержания заданного режима работы двигателя требуется увеличение цикловой подачи топлива. При этом удельный индикаторный расход топлива растет.

Неоднозначно сказывается присутствие бутанола в смеси на выброс оксидов азота. При невысоких нагрузках (до 50% полной нагрузки) увеличение концентрации бутанола ведет к снижению оксидов азота в отработавших газах для всех рассмотренных режимов и, наоборот, при более высоких нагрузках к росту выбросов оксидов азота.

Для определения возможности снижения выбросов  $\text{NO}_x$  путем изменения количества рециркулируемых газов при использовании смесей дизельного топлива с бутанолом была проведена серия расчетов.

Для определения требуемых сочетаний цикловой подачи топлива  $g_{ц}$  и степени рециркуляции  $\rho_p$  при использовании смесей дизельного топлива с бутанолом построены регрессионные зависимости.

Значения степени рециркуляции отработавших газов и цикловой подачи топлива, на режиме А75 (среднее индикаторное давление составляет 1,48 МПа) при использовании 15 и 30% смесей, для снижения оксидов азота до значений, полученных при применении дизельного топлива, составляют 13,3%; 109,0 мм<sup>3</sup> и 19,0%; 115,7 мм<sup>3</sup> соответственно. При применении дизельного топлива  $\rho_p=11,0\%$ ,  $g_{ц}=105,1$  мм<sup>3</sup>.

Для режимов А100, В75, В100, С75 и С100 при применении 30% смеси степень рециркуляции необходимо увеличивать в 1,1–1,7 раз.

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Эффективность протекания процесса сгорания оценивалась по индикаторным диаграммам и значению индикаторного КПД двигателя.

Индикаторный КПД двигателя при использовании смесей на 1 – 3% выше, чем на дизельном топливе. Это увеличение зависит от режима работы.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследований установлено:

- по мере роста содержания бутанола в смеси мощность двигателя снижается, для поддержания работы дизеля на заданном нагрузочном режиме требуется увеличивать цикловую подачу топлива;
- расход топлива возрастает по мере увеличения концентрации бутанола в смеси;
- при работе на смесях содержание оксидов азота снижается на малых нагрузках, а на высоких – возрастает.
- индикаторный КПД растет с увеличением содержания бутанола в смеси.

Определено количество подаваемого топлива и рециркулируемых газов для смесей различного состава, обеспечивающие выбросы оксидов азота, соответствующие нормам Евро-5.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок, Г. М. Прогнозирование показателей рабочего процесса дизеля при использовании альтернативных топлив / Г.М. Кухаренок, Д.Г. Гершань // Сб. науч. тр. / БНТУ. – Минск, 2016. – Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. Безопасность дорожного движения. – С. 284–291.
2. Марков, В.А. Спиртовые топлива для дизельных двигателей / В. А. Марков, Н. Н. Патрахальцев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 1 (13) – С. 22–26.
3. Емельянов, В.Е. Автомобильный бензин и другие виды топлива: свойства, ассортимент, применение / В.Е. Емельянов, И.Ф. Крылов. – М.: Астрель: АСТ: Профиздат, 2005. – 207 с.

УДК 621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОБЛЕМ И ОБЛАСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ  
ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

THE STUDY OF PROBLEMS AND APPLICATIONS  
GAS ENGINE

Г.А. Вершина, канд. техн. наук, доц., О.С. Быстренков  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

G. Vershina, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, O. Bystrenkov  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Важнейшими требованиями к двигателям являются: достижение высокой топливной экономичности, удовлетворение растущих экологических требований, таких, как малая токсичность выбросов и их уровень; рост надежности, компактности, снижение материалоемкости, массы, шумности, трудоемкости изготовления и эксплуатации. Применение газовых двигателей и газового топлива может стать одним из средств решения данных задач.

An achievement of high fuel efficiency, satisfaction of growing environmental requirements such as low toxicity of the emissions and their level; increase of reliability, compactness, reduction of material, weight, noise, complexity of manufacture and operation are the most important requirements for the engines. The use of gas engines and gas fuel can be one of the means of solving these problems.

## ВВЕДЕНИЕ

Газообразные углеводородные топлива относятся к наиболее чистым в экологическом отношении моторным топливам [1]. В условиях города с миллионным количеством двигателей использование газа в качестве топлива позволяет значительно снизить загрязнение окружающей среды. Во многих странах на решение этой проблемы направлены отдельные экологические программы, стимулирующие перевод двигателей с бензина на газ.

Кроме того, газовые двигатели обладают рядом преимуществ перед двигателями, работающими на жидком топливе. Это относится и к эксплуатационным показателям, например, уменьшается нагарооб-



## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

разование в камере сгорания, головке блока цилиндров и на поршнях, поскольку сокращается количество углеродистых осадков. А также к экономическим, поскольку компоненты газового топлива имеют пределы воспламенения, значительно смещенные в сторону обедненных смесей, что дает дополнительные возможности повышения экономии топлива.

Однако в настоящее время применение газовых двигателей на автомобильном транспорте ограничено, что связано с рядом проблем технического и эксплуатационного характера.

### ПРОБЛЕМЫ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В настоящее время газовые двигатели производит ряд предприятий, таких как «Zeppelin» Германия, «MTU» США, «SCANIA» Швеция, «MAN» Германия, «WEICHAH» Китай, «KUBOTA» Япония и др.

Компания «MAN» представила свой новый двигатель для работы на автобусах (рис. 1) мощностью 280 л.с. при 2200 оборотов и 1000 Н·м крутящего момента при 900-1900 оборотов [2].

Новый газовый двигатель «Scania» (рис. 2) предназначен для перевозок на дальние расстояния и работ на строительной площадке [3]. Мощность 410 л.с. и крутящий момент 2000 Н·м – эти характеристики могут конкурировать с показателями дизельных двигателей равнозначного объема. Межсервисный интервал 45000 км обеспечивает длительную непрерывную эксплуатацию.



Рисунок 1 – Газовый двигатель  
«MAN», Германия



Рисунок 2 – Газовый двигатель  
«SCANIA», Швеция

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

“WEICHAИ” – одно из ведущих промышленных предприятий в мире и лидер среди гонконгских производителей газовых двигателей [4]. Компания предлагает двигатели внутреннего сгорания (Рис. 3) для грузовых автомобилей, автобусов, комбайнов, тракторов, строительной техники, электростанций и другой техники. Диапазон мощностей двигателей от 100 до 2206 кВт, экологические стандарты Евро IV – Евро V для автомобильной техники. Модельный ряд WP5 160-180 л.с., WP6 210-240л.с., WP7 210-270л.с., WP10 260-336л.с., WP12 336-420л.с., WP13 430-440л.с.



Рисунок 3 – Газовый двигатель «WEICHAИ», Китай

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время у мировых производителей двигателей имеется ограниченное количество ДВС, работающих на газовом топливе.

На данный момент основное назначение двигателей, работающих на газовом топливе, это применение их в составе генераторных станций.

В мобильной технике применение газовых двигателей распространено на погрузчиках и городских автобусах. Применение газовых двигателей на городских автобусах и погрузчиках, работающих на складах с большим объемом продукции, обусловлено наличием гарантированной заправочной станции на базе.

Проблема развития применения газовых ДВС на технике у все одинакова - это размещение заправочных топливных емкостей, которых должно хватить как минимум на одну рабочую смену при

### *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

полной загрузке транспортного средства (трактора), а также наличие в шаговой доступности специализированных заправок. По заявлению производителей ДВС, никто из сельхоз производителей не поедет за 20 Км на заправку, а хранение газа в собственных хранилищах под давлением 200 Бар требует высокой степени безопасности и большого объема емкостей. К примеру, у трактора «Deutz-Fahr» два баллона с сжатым метаном расположены под трактором, что весьма небезопасно, два - возле колес, два в области задней навески и два по задним боковым стойкам кабины. Общий объем природного газа 236 л.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / Учеб. пособие. М.: Изд-во РУДН, 1998. 214 с.
2. Электронный ресурс: <https://www.drive2.ru/o/b/464813044157907042>.
3. Электронный ресурс: [https://www.scania.com/ru/ru/home/experience-scania/news-and-events/News/new\\_gas\\_engine\\_Scania.html](https://www.scania.com/ru/ru/home/experience-scania/news-and-events/News/new_gas_engine_Scania.html).
4. Электронный ресурс: <https://agroservers.ru/b/gazovye-dvigateli-weichai-284562.htm>.

УДК 629.424.3

**3D МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОРШНЯ ТЕПЛОВОЗНОГО  
ДВИГАТЕЛЯ K6S310D С ЦЕЛЬЮ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОФИЛЯ**  
3D MODELING OF THE PISTON OF THE K6S310D THERMAL  
ENGINE WITH THE PURPOSE OF OPTIMIZATION OF THE  
PROFILE

**В.А. Лодня, канд. техн. наук, доц., Е.В. Трояков**  
**Белорусский государственный университет транспорта**  
**г. Гомель, Беларусь**

*V. Lodnya, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, E.V. Troyakov*  
*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*

Рассмотрена возможность и результаты расчетного исследования по изменению конструкции профиля поршня, связанного с появлением задиров на его поверхности. Была построена 3D CAD модель поршня и деталей цилиндропоршневой группы, для проведения конечно-элементных расчетов и дальнейшего анализа полученных результатов с целью определения профиля поршня обеспечивающего «беззадирную» работу пары «поршень-втулка цилиндра» для всех режимов работы, минуя натурный эксперимент.

The possibility and results of a design study on the modification of the profile of a piston associated with the appearance of scuffs on its surface are considered. A 3D CAD model of the piston and cylinder-piston group parts was constructed to perform finite element calculations and further analysis of the results obtained in order to determine the profile of the piston ensuring the "non-spurious" work of the piston-bush cylinder pair for all operating modes, bypassing the full-scale experiment.

## **ВВЕДЕНИЕ**

В процессе эксплуатации тепловозного дизеля K6S310DR, одной из важнейших проблем является возникновение неисправности у среднего поршня, связанные с появления «задиров» на его поверхности. Для решения этой многофакторной задачи требуются средства CAD/CAE-моделирования для построения 3D CAD моделей деталей цилиндропоршневой группы, то есть актуальность данной работы заключается в определении причин возникновения «задиров» поршня дизеля K6S310DR при помощи 3D CAD моделей, что приведет к

уменьшению ремонтных расходов. Применение параметризированной 3D CAD модели конструкции, максимально точно описывающей проектируемый объект наиболее эффективно, с точки зрения экономии средств и времени. Т.о. целью данной работы является разработка конечно-элементной модели цилиндропоршневой группы дизеля K6S310DR, для проведения конечно-элементных расчетов, дальнейшего анализа полученных результатов с целью определения профиля поршня обеспечивающего «беззадирную» работу двигателя для всех режимов работы, минуя натурный эксперимент.

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ K6S310DR

Дизель K6S310DR вместе с тяговым генератором постоянного тока образует силовую установку тепловоза ЧМЭЗ, энергия которой используется для получения силы тяги. Дизель шестицилиндровый, четырехтактный, с вертикальным расположением цилиндров, водяным охлаждением и наддувом. Порядок работы цилиндров 1 – 3 – 5 – 6 – 4 – 2. Номинальная мощность 993 кВт (1350 л.с.) при частоте вращения коленчатого вала 750 об/мин. Поршень воспринимает давление газов в 7,0 – 9,7 МПа (70 – 90 кгс/см<sup>2</sup>). Днище поршня вместе с цилиндрической втулкой и цилиндрической крышкой образует камеру сгорания равной 13 мм. Нижняя часть поршня – юбка – имеет цилиндрическую форму (диаметр 309,6 мм) и служит для направления поршня в цилиндрической втулке [1].

На первом этапе исследования были разработаны трехмерные твердотельные модели деталей цилиндропоршневой группы дизеля K6S310DR. Для обеспечения максимальной точности и адекватности моделей, проектирование велось параллельно с использованием CAD/CAE- систем проектирования SolidWorks /COSMOS и Autodesk Inventor. 3D CAD модели объектов исследования представлены на рисунке 1 и 2. Дальнейшие исследования сборочной 3D модели проводились в системе SolidWorks Simulation (рис.3), причем деформации от теплового нагружения определялись на режиме максимальной мощности, а силовые деформации – на режиме максимального момента при максимальном давлении в цилиндре. Данная система требует соблюдения базового алгоритма метода конечных элементов, предоставляя внутри каждого этапа определенную свободу в по-

## Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

следовательности шагов подготовки модели и рассмотрении результатов. Расчетная сетка создается автоматическим строителем, и для твердых тел используются конечные элементы – тетраэдры черного качества или параболические тетраэдры высокого качества. Использование такого рода элементов позволяет повысить точность исследования.



Рисунок 1 – Процесс 3D моделирования поршня



Рисунок 2 – Сборочная 3D модель объекта исследования

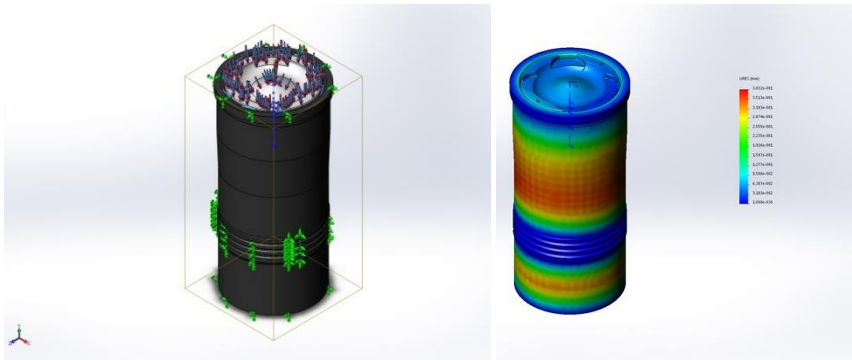


Рисунок 3 – Процесс исследования сборочной 3D модели

В результате проведенных исследований были определены картины возникающих напряжений и максимальные деформации в паре «поршень – втулка цилиндра» как в отдельности, так и при симуляции их совместной работы. Были определены наиболее вероятные

## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

причины возникновения «задигов» поршня и пути их устранения. Корректирование профиля поршня по результатам исследования улучшит условия смазки пары «тронк поршня – зеркало цилиндра», что повысит моторесурс и снизит расход топлива дизеля. Проведение дальнейших исследований позволит более высокой вероятностью определить численные значения профиля поршня для обеспечения поставленной задачи.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, создание соответствующих методических подходов, позволяющих получить достоверный результат напряженно-деформированного состояния поршня позволит сократить затраты на его доводочные испытания и ремонтные работы, а также посредством корректирования профиля поршня улучшит условия смазки пары «тронк поршня – зеркало цилиндра», что повысит моторесурс двигателя и снизит расход топлива дизеля.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Нотик З.Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ: Пособие машинисту. – 2-е изд., перераб. и доп. / Нотик З.Х. – М: Транспорт, 1996. 444 с.
2. Профилирование юбок поршней: научное издание / [Б.Я. Гинзбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский, И.А. Цимеринов]. – М.: Машиностроение, 1973. – 89 с.
3. Алямовский, А. А. Solid Works/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432с.
4. Белогуб А. В. Геометрические и силовые граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния поршней методом конечных элементов / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, М.А. Максимова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 2. – С. 70–75.

УДК 004.94

**УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС. АВТОМАТИЗАЦИЯ СОСТАВЛЕНИЯ  
РАСПИСАНИЯ ЗАНЯТИЙ В ВУЗЕ**

**EDUCATIONAL PROCESS. AUTOMATION OF  
THE SCHEDULING OF CLASSES AT THE UNIVERSITY**

**М.П. Ивандиков, канд. техн. наук, доц.  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**M. Ivandikov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

На основе анализа математических методов решения комбинаторных задач больших размерностей для составления расписания учебных занятий в ВУЗе и методологии практического его составления, разработан алгоритм Тетрис-метод.

On the basis of the analysis of mathematical methods for solving combinatorial problems of large dimensions for scheduling classes at the University and the methodology of its practical compilation, the algorithm Tetris-method.

## **ВВЕДЕНИЕ**

При внедрении электронного документооборота наибольшие трудности возникают при составлении расписания учебных занятий для больших по количеству обучаемых в ВУЗе. Для малых учебных заведений (школ, колледжей) эта задача решается полным перебором. Для больших размерностей задачи требуются другие методы и алгоритмы.

## **РЕАЛИЗАЦИЯ**

Для разработки программного комплекса требуются:

**А** – специалисты в предметной области, также знающие хорошо программирование. Это разработчики Стандартов специальности, Учебных планов, диспетчеры.

**В** – программисты разработчики структур баз данных для локальных сетей для формализации существующего делопроизводства.



## *Секция «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»*

Анализ структуры данных учебного процесса показал, что на всех этапах формирования документов (вступительная компания, зачисление студентов в группы, создание учебных планов, формирование нагрузок занятий и ее распределения среди преподавателей, закрепления за аудиториями и др.) можно уменьшать размерность задачи.

Подготовка данных для составления Расписания учебных занятий предусматривает естественный ход делопроизводства в ВУЗе. В программе имеются Рабочие места и Задачи с распределенными полномочиями к данным и действиям.

Для текущего семестра создаются нагрузки для студентов по Учебным планам, формируются потоки, смены занятий с распределением их по корпусам, специальностям, курсам студентов. Распределяются нагрузки среди преподавателей по кафедрам, рекомендуются списки аудиторий. Вводятся дополнительные методические условия (занятость Преподавателей в ученых советах, заседаниях и т.д.) и ограничения (недопустимость “форточек” в течение дня, и др.).

Формирование документов должно производиться в полуавтоматическом режиме, с возможностью ручного режима, т.к. постоянно обновляются нормативные документы и требования к ним.

В основе разработанного Тетрис-метода рассматривается единичное занятие, которое может включать сборку (поток) из нескольких групп различных специальностей. Группы в свою очередь могут быть подгруппой по какому-то признаку деления студентов (пол, иностранный язык, гражданство и т.д.). На момент составления Расписания чаще известны Преподаватель и список рекомендуемых для единичной нагрузки Аудиторий.

В результате получаем каждое единичное занятие с расчетной размерностью (количество карточек групп, преподавателей, аудиторий). При наложении рассматриваемых Карточек объектов (Единичных Нагрузок, Групп, Преподавателей, Аудиторий) получаем конкретные количества возможных вариантов. Задача становится линейной. Постоянно определяются размерности объектов. Программа работает в полуавтоматическом режиме.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Алгоритм Тетрис-метод реализован на VBA Excel. Задача опробована на тестовых примерах.

УДК 629.114. 2

**КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА С ШИНОЙ  
НА КРУГОВОМ ПОВОРОТЕ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ**  
ELECTRONIC SIMULATION MODEL OF THE DRIVING WHEEL  
WITH THE TIRE ON CIRCULAR TURN IN FIELD CONDITIONS

**Г.А. Таяновский, канд. техн. наук, доц., Н.А. Поздняков**  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
N. Pozdnijakou

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Сформирована расчетная схема колеса с пневматической шиной при установившемся круговом повороте на грунтовой опорной поверхности, выбрано адекватное для рассматриваемых задач эмпирическое математическое описание и разработана электронная модель в программном приложении Simulink.

The design scheme of a wheel with a pneumatic tire is formed with a steady circular turn on a ground support surface, an empirical mathematical description is adequate for the problems under consideration and an electronic model is developed in the Simulink software application.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Создание модульных с.-х. машин новых концепций и компоновочных схем с тягово-приводными колесными тележками на основе гидромеханических, электромеханических передач предопределяет востребованность моделирования их динамики и необходимость описания взаимодействия колес с грунтом.

Цель работы - изыскание рациональной компьютерной модели ведущего колеса с шиной, движущегося в установившемся повороте по деформируемому основанию. Модель необходима как один из элементов модели машины для последующего анализа на ЭВМ ее тягового и маневрового свойств и выбора рациональных схем, компоновки, параметров, алгоритмов управления.



## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

где обозначено:  $G_k$  – сила, прижимающая колесо к опорной поверхности;  $M_k$  – ведущий вращающий момент, приложенный к ободу колеса;  $M_{pk}$  – поворачивающий момент, приложенный к оси колеса со стороны рулевого механизма;  $O_{mcs}$ ,  $r_k$  – мгновенный центр скоростей и радиус качения в ведущем режиме жесткого обода колеса;  $R_i$ ,  $R_{ij}$  – соответствующие направления осей системы координат действующие на шину реакции со стороны контакта с опорной поверхностью;  $I_{okx^*}$ ,  $I_{oz}$ ,  $I_{okv^*}$  – моменты инерции колеса с шиной относительно оси вращения колеса  $O_k$ , вертикальной оси и горизонтальной оси, проходящей через центр обода колеса в его срединной меридиональной плоскости  $OXZ$ ;  $F_k^{usl}$  – условная сила сопротивления качению ведущего колеса в плоскости  $OXZ$ ;  $\gamma$  – угол увода колеса;  $M_{gir}$  – гироскопический момент сопротивления повороту колеса;  $M_{spov}$  – момент сопротивления повороту контактной части шины относительно вертикальной оси;  $h_{kol}$  – глубина колеи;  $a$ ,  $\zeta$  – смещения точки приложения приведенных к равнодействующей и моменту  $M_{spov}$  всех реакций почвы на шину в пятне контакта относительно вертикальной проекции точки середины оси колеса;  $N_y$  – боковая сила, с которой остов машины действует на ось колеса;  $r_k^d$  – расстояние по вертикали от середины оси колеса до точки  $C$  приложения равнодействующей реакции грунта;  $r_k^c$  – радиус качения колеса с нагрузкой  $G_k$  в свободном режиме при отсутствии боковой силы – единый расчетный радиус для начала отсчета буксования ведущего колеса:  $\delta = I - r_k / r_k^c$ ;  $O_p$  – центр кругового поворота радиусом  $\rho_p$ , в предположении что два колеса тяговой тележки связаны с рамой машины и имеют разные углы установки.

Такой подход, при реализации описания колеса в виде компьютерной модели в программной среде для симуляции процессов машины, позволит использовать метод настраиваемой модели для ее идентификации.

В качестве расчетных выбраны следующие эмпирические выражения для реакций в контакте шины с опорной поверхностью:

- тангенциальной реакции с учетом буксования и угла увода колеса

$$R_r = G_k \cdot \varphi \cdot \left(1 - e^{-k_\delta \cdot e^{-v \cdot \gamma} \delta}\right);$$

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

- боковой реакции с учетом угла увода и буксования колеса

$$R_y = \frac{G_k}{G_{k0}} \cdot k_\gamma \cdot \gamma \cdot (1 - e^{-\alpha \cdot \gamma}) \cdot \frac{1}{1 + b \cdot \delta};$$

- условной силы сопротивления качению ведущего колеса с учетом угла увода и буксования

$$F_k^{usi} = G_k \cdot f \cdot (1 + A \cdot \sin \gamma) + R_\tau \cdot \delta^p;$$

- момента сопротивления повороту колеса относительно оси OZ

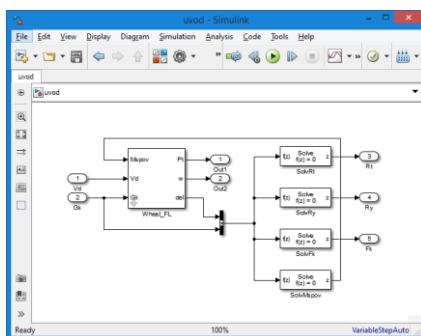
$$M_{spov} = \mu \cdot \varphi \cdot G_k \cdot \rho \cdot \sqrt{S_{kont}}$$

где  $k_\delta$ ,  $v$ ,  $k_\gamma$ ,  $\alpha$ ,  $b$ ,  $A$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\rho$  - эмпирически определяемые константы на основе результатов натурных испытаний шин.

Модель позволяет определить и все другие моментные составляющие, необходимые для силового и мощностного анализа.

### КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ

Электронная модель колеса в графической среде имитационного моделирования Simulink показана на рисунке далее.



### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана компьютерная модель колеса как одна из локальных подсистем модели современной модульной мобильной машины, для расчетного анализа ее тяговых и маневровых свойств на повороте.

**РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОТИВОМИННОЙ ЗАЩИТЫ  
ЛЕГКОБРОНИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЯ МЗКТ-490100  
CALCULATION STUDIES OF MINE PROTECTION  
OF A LIGHTLY ARMORED VEHICLE MZKT-490100**

**С.В. Раевский, А.Л. Кисельков**

**ОАО «Минский завод колесных тягачей», г. Минск, Беларусь**

**S. Rajewski, A. Kiselkov**

**Joint Stock Company Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Belarus**

Значительное расширение средств борьбы с бронированными транспортными средствами (БТС) сделало живучесть БТС важнейшим условием выполнения боевой задачи.

A significant expansion of the means of fighting armored vehicles (BTS) made the survivability of BTS an important condition for the combat mission.

## **ВВЕДЕНИЕ**

С учетом того, что локальные конфликты наиболее характерны для современных условий, именно мины и средства ближнего боя наиболее опасны для БТС и обеспечение противоминной защиты стало одной из главных проблем, стоящих перед разработчиками современных машин военного назначения.

Опыт показывает, что в большинстве случаев применяются мины, а чаще самодельные взрывные устройства (СВУ), фугасного действия. Анализ имеющихся данных показывает, что более половины применяемых взрывных устройств имеют тротиловые эквиваленты 6 – 8 кг.

## **РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОТИВОМИННОЙ ЗАЩИТЫ**

Обеспечение противоминной защиты БТС в первую очередь определяется требованиями по защите экипажа и лишь во вторую – требованиями по сохранению работоспособности машины. Сохранение работоспособности экипажа может быть достигнуто при выполнении ряда условий.

Первым условием является минимизация динамических нагрузок, передаваемых при подрыве на узлы крепления кресел экипажа или

## *Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»*

десанта. В случае крепления кресел непосредственно на днище машины, на узлы их крепления передается практически вся энергия, сообщаемая этому участку днища, поэтому требуются чрезвычайно эффективные энергопоглощающие узлы кресел. Обеспечение защиты при большой мощности заряда становится сомнительным.

При креплении кресел к бортам или крыше корпуса, куда не распространяется зона локальных «взрывных» деформаций, на узлы крепления передается лишь та часть динамических нагрузок, которая распространяется на корпус машины в целом. Учитывая значительную массу БТС, а также упругость подвески и частичное поглощение энергии за счет локальной деформации конструкции, ускорения, передаваемые на борта и крышу корпуса, будут сравнительно невелики.

Вторым условием сохранения работоспособности экипажа является исключение контакта с днищем при максимальном динамическом прогибе. Этого можно достичь чисто конструктивно – за счет получения необходимого зазора между днищем и полом обитаемого отделения.

Таким образом, работоспособность экипажа обеспечивается специальными амортизирующими креслами, закрепленные удаленно от зон возможного приложения взрывных нагрузок, а также путем исключения контакта экипажа с днищем при максимальном динамическом прогибе. Противоминная защиты автомобилей обеспечивается как рациональной V-образной формой нижней части корпуса, так и повышением прочности днища за счет применения броневых листов большой толщины и обязательным применением специальных энергопоглощающих сидений. Защита обеспечивается только для обитаемого модуля.

Нормативными документами, по которым проводится оценка воздействия взрыва на экипаж БТС являются: STANAG 4569, RTO-TR-NFM-090 и AEP-55. В соответствии с данными документами вводится комплекс показателей противоминной защищенности экипажа БТС.

Для оценки степени передачи ударного импульса от подрыва заряда к членам экипажа легкобронированного автомобиля (ЛБА) использовалась конечно-элементная (КЭ) модель манекена Hybrid III. Манекен имеет структуру, приближенную к анатомическому строению человека. Для получения оценки вероятности получения травм

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

использовались данные измерений физических величин по определенным контрольным точкам манекена. При оценке противоминной защищённости экипажа использовалась технология суперкомпьютерного анализа конструкций корпусов универсальных БТС, внедренная на МЗКТ Объединенным институтом проблем информатики Национальной Академии наук (ОИПИ НАН РБ).

КЭ модель создавалась по трехмерной электронной модели ЛБА с необходимыми упрощениями. КЭ модель ЛБА включает: корпус, двери, верхние люки бойницы дверей, ветровые окна и окна дверей, раму, двигатель, коробку переключения передач, экран противоминной защиты. Материал корпуса ЛБА - сталь А3. Свойства материалов – нелинейные, с учетом поведения за пределами текучести и возможностью разрушения. В КЭ модель включены сиденье водителя с пневмоподвеской и сиденья десанта. Сиденья оборудованы ремнями безопасности. После создания КЭ модели в пре- постпроцессоре LS - Dyna импортируются и позиционируются манекены Hybrid III, накладываются контактные и граничные условия.

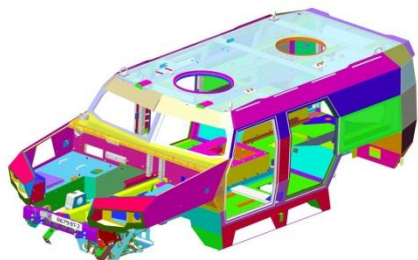


Рисунок 1 – Трехмерная модель ЛБА

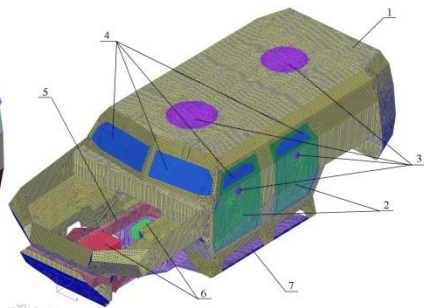


Рисунок 2 – КЭ модель ЛБА

Расчет проводился с использованием решателя LS-Dyna, проводился в Лагранжевой постановке. Взрывное воздействие на конструкцию задавалось в виде функции давления от времени с использованием специальной функции CONWEP, позволяющей приложить давление, зная массу заряда, расстояние до него и ориентацию конструкции в пространстве.

Масса заряда в тротиловом эквиваленте принималась 8 кг. Рассчитывалось 5 положений зарядов относительно корпуса ЛБА. Подрыв



## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

заряда в момент времени  $t=0.1$ с. В интервале времени  $0$  с –  $0.1$  с происходит гравитационная посадка манекенов на подушки сидений. Окончание времени расчета  $t=0.3$  с. Данное время достаточно для передачи нагрузок от деформируемого корпуса экипажу. Рассчитывалось два исполнения ЛБА - без экрана противоминной защиты и с уставленным экраном.

По результатам расчетов самый неблагоприятный случай подрыва - взрывное устройство расположено под днищем ТС, между сиденьями водителя и командира. При отсутствии экрана противоминной защиты пиковая перегрузка головы водителя  $82g$ , командира –  $18g$ . У остальных членов экипажа - от  $27g$  до  $45g$ . Для водителя критерии повреждения превышают допустимые значения для головы, шеи и ног. У остальных членов экипажа – для шеи и ног, в зависимости от расположения в обитаемом отсеке.

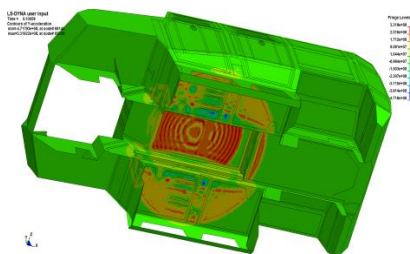


Рисунок 3 – Поле ускорений

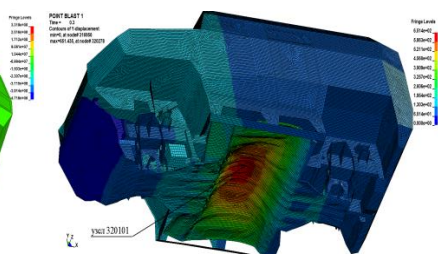


Рисунок 4 – Деформация корпуса

При использовании экрана противоминной защиты пиковая перегрузка головы водителя снижается до  $13g$ . Снижаются значения перегрузки для остальных членов экипажа. У водителя критерии повреждения превышают допустимые значения только для ног. У командира критерии повреждения не превосходят допустимых значений. У остальных членов экипажа критерии повреждения превосходят допустимые значения для шеи и ног, в зависимости от расположения в ТС.

Таким образом, использование экранов противоминной защиты снижает риск получения травмы членами экипажа БТС. Выявлена необходимость доработки подножек сидений десанта для снижения вероятности получения травм нижних конечностей. Так же выявлена необходимость доработки рабочего места водителя – изолирование ног от пола ТС с помощью фальшпола.

**МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ  
И МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ  
ВСПАХАННЫХ ПОЛОС**

MACHINES FOR ORGANIC AND MINERAL FERTILIZER  
APPLICATION ON THE SURFACES OF BROKEN STRIPS

А.Г. Самадалашвили, канд. техн. наук, доц.,

А.Н. Ломидзе, канд. техн. наук, доц.,

Г.Г. Дадунашвили, канд. техн. наук, доц., Д.Н. Лешкашли

Государственный университет им. А. Церетели, г. Кутаиси, Грузия

A. Samadalashvili, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

A. Lomidze, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

G. Dadunashvili, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

D. Leshkasherli

Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia

В результате конструкционного рассмотрения и анализа существующих машин для внесения органических и минеральных удобрений, было установлено, что внесение удобрений с помощью предложенных в данной работе машин полосовым методом только на поверхности вспаханных полос (до  $\approx 30$  см) является экономным, а качество внесения высоким. Кроме того, эти машины недороги и надежны в эксплуатации.

As a result of the design analysis of the existing machines for organic and mineral fertilizer application, it has been established application of fertilizers by the proposed machines by strip tillage method only on the surfaces of broken strips (up to  $\approx 30$  cm) is cost-effective, and the quality of application is high. In addition, the proposed machines are inexpensive and operationally reliable.

## ВВЕДЕНИЕ

Качество внесения органических и минеральных удобрений, главным образом зависит от совершенствования функциональной схемы, технического состояния машины и фактических дозировок внесения удобрений, а также от их равномерного распределения по всей обрабатываемой площади - является главным фактором, определяющим качество работы машины.

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Целью работы является разработка машин для внесения органических и минеральных удобрений на поверхности вспаханных полос, шириной 15...30 см, где должно производиться засевание семян. Поэтому, необходимо разработать такие сельскохозяйственные машины, которые были бы способны вносить удобрения только во вспаханные полосы (рис. 1, 2, 3), что снизит количество вносимых удобрений, улучшит качество вносимых, и его освоения растением в течение всего вегетационного периода, и как результат этого, растение будет расти и развиваться интенсивно.

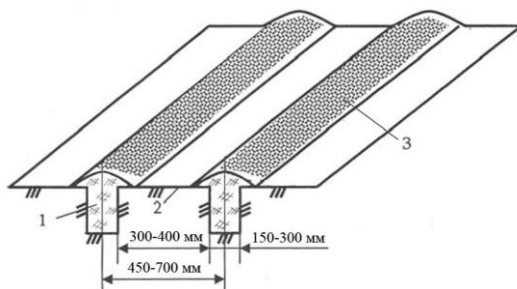


Рисунок 1 – Схема полосовой обработки почвы:

1 – вспаханная полоса; 2 – не вспаханная полоса; 3 – органическое удобрение

## МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ И МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ВСПАХАННЫХ ПОЛОС

На рис. 2 показан одноосный прицеп для внесения органических удобрений в почву, вспаханную полосовым методом.

Устройство для разбрасывания размещено на заднем борту и состоит из барабанов 9, на которых закреплены наклоненные в различные стороны лопаты 8. На оси 13 барабана закреплены четыре барабана 9 с лопатами, ширина которых соответствует ширине полосовой вспашки ( $\approx 30$  см), где должно производиться разбрасывание (внесение) удобрений. Наклоненные в различные стороны лопаты, одновременно измельчают затвердевшую массу удобрения, а также обеспечивают его равномерное разбрасывание по вспаханной поверхности. Барабан 9 с лопатами приходит в действие с помощью цепной передачи 12, от звездочки 5, закрепленной на ведущем вале 19. Сама же звездочка 5 приходит в действие от вала отбора мощности 1 трактора, с помощью карданной передачи 2 и конического редуктора 4.

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

С целью экономного внесения удобрений, т.е. для внесения удобрения по ширине только во вспаханную полосовым методом поверхность, каждый барабан с лопатами закрыт рукавами (ограничителями) рассеивателя удобрений, задними и боковыми стенками 10. Удобрение на лопатах подается с помощью скребкового транспортера 20. Для непрерывной подачи удобрений лопатами барабана, барабаны 9 отделены друг от друга двухгранными отражателями направителя удобрений 14.

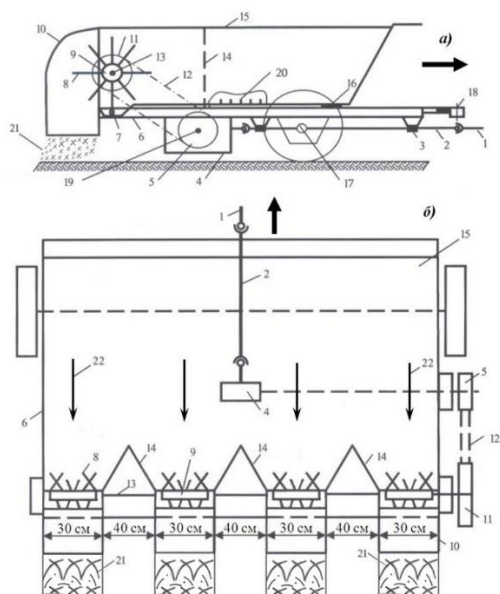


Рисунок 2 – Схема одноосного прицепа для внесения органического удобрения во вспаханные полосы

С помощью машины для внесения минеральных удобрений в почву, вспаханную полосовым методом (рис. 3) происходит дозированное внесение минеральных удобрений только на поверхностях вспаханных полос.

Механизм для внесения удобрений расположен на заднем борту кузова 1, и состоит из четырех вальцов (барабанов) 7, ширина которых соответствует ширине вспаханных полос, где должно производиться засевание семян. Крыльчатки 12, размещенные на вале

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

11, расположенном в кузове перемешивают и измельчают комья связанного удобрения и направляют удобрение к вальцам для высыпания, и проходя через рукава 9, высыпают удобрение только поверхность вспаханных полос 18. Для непрерывной подачи удобрения, вальцы отделены друг от друга с помощью разделителя удобрений с двусторонними отражателями-направителями 10. С помощью машины также производится транспортировка удобрения.

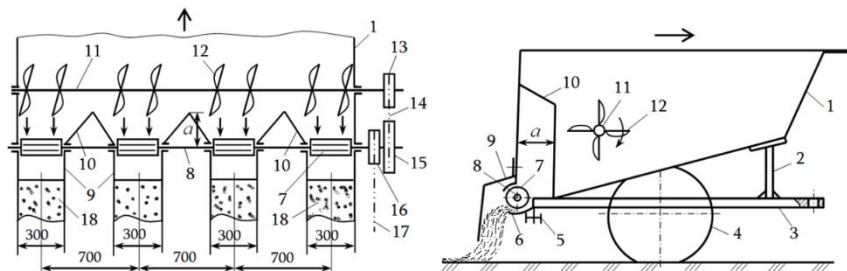


Рисунок 3 – Схема машины для внесения минеральных удобрений в почву, вспаханную полосовым методом

С помощью машин, представленных в работе, обеспечивается высокая равномерность внесения (распределения) удобрения по всей длине полос, экономия удобрений и высокая производительность машин.

Автор работы, А. Самадалашвили, разработал новую формулу для расчета производительности полосовых пахотно-посевных машин, борон, культиваторов и других сельскохозяйственных машин:

Для сменной производительности

$$W_{\text{см}} = 0,36V_p [B_0(n - 1) + B_p \cdot n] T_{\text{см}} \cdot \tau_{\text{см}},$$

где  $B_0$  – ширина неспаханной полосы, м;  $B_p$  – ширина захвата одного плуга (клина), м;  $V_p$  – рабочая скорость агрегата, м/сек;  $n$  – количество плугов (клинов);  $T_{\text{см}}$  – продолжительность смены, ч;  $\tau_{\text{см}}$  – коэффициент использования сменного времени.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, внесение удобрений с помощью предложенной машины в поверхность вспаханных полос более экономично и качественно, чем с помощью существующих ныне машин при сплошной обработке почвы. Распределение удобрения по поверхностям вспаханных полос является равномерным (неравномерность 6...8%) а дозировка внесения – стабильной (неравномерность 4...6%), поэтому проектирование и выпуск машин с такими характеристиками позволило бы сократить расходы удобрений, а также способствовало бы снижению себестоимости сельскохозяйственной продукции и повышению урожайности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Марченко Н.М., Личман Г.И., Шебелкин А.Е. Механизация внесения органических удобрений. – М.: Агропромиздат, 1990.
2. Смян Н.И., Кривения Н.И., Стемченков Г.В. и др. Земледелие с почвоведением. – Мн.: Урожай, 1989.
3. Карпенко А.Н., Зеленев А.А., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1975.

УДК 621879.4

**ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ БАЗОВЫХ  
ШАССИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО  
ДЕЙСТВИЯ**

**SPECIAL ASPECTS OF THE BASE CHASSIS STRENGTH LOAD IN  
CONTINUOUSLY OPERATING EARTH-MOVING MACHINES**

**В.Д. Мусийко, д-р техн. наук, проф., О.В. Горковенко,  
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина**  
V. Musiiko, Doctor of technical Sciences, Professor, O. Gorcovenko  
National transport University, Kiev, Ukraine

Обзор опубликованных исследований путей повышения эффективности работы траншейных экскаваторов и устойчивости их базовых шасси в сложных условиях эксплуатации машин, а также проведенные экспериментальные исследования позволили установить картину силового нагружения машины и ее базового шасси. Это позволило сделать вывод о том, что одним из путей решения проблемы следует считать оснащение машин бесковшовым роторным рабочим органом и обеспечение попутного фрезерования грунтов.

The strength load picture of the machine and its base chassis has been determined based on the review of the research of works related to the ways of efficiency improvements of trenching excavators and their base chassis stability in difficult operational conditions and experimental results. This allowed to make a conclusion that equipping the machine with bucketless rotary working implement and ensuring the climb-cut milling of the soil should be considered as one of the ways to optimize the strength load.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Создание высокоэффективных конструкций землеройных машин продольного копания возможно исключительно на базе достоверной информации о силовом нагружении рабочего оборудования и шасси машины в широком спектре изменений грунтовых условий и режимов работы машин. Не менее важными следует считать определение реальных пространственных схем действия сил в привязке к выбранному типу рабочего оборудования и базового шасси. Рассматрива-

ются конструкции цепных ковшовых или скребковых рабочих органов, роторных ковшовых и бесковшовых. Бесковшовые роторные рабочие органы отличаются от ковшовых тем, что при их работе не регламентируется скорость резания грунта и может быть реализована практически полностью мощность силовой установки [1, 2]. Использование роторных бесковшовых рабочих органов в конструкциях траншейных экскаваторов позволяет устранить известное противоречие между возможностью машины достичь требуемой производительности по забою и невозможностью реализовать поставленную задачу, ввиду не достаточной производительности рабочего органа по выносной способности не зависимо от мощности силовой установки.

### СИЛОВОЕ НАГРУЖЕНИЕ МАШИНЫ

Создание эффективно работающих в различных грунтовых условиях землеройных машин непрерывного действия возможно путем обеспечения реализации мощности, затрачиваемой на копание грунта, в максимальной степени через привод рабочего органа, а не посредством реализации необходимой силы тяги, которая обеспечивается посредством контакта движителей с грунтом.

Опубликованные результаты выполненных исследований подтверждают тот факт, что современные конструкции траншейных экскаваторов способны эффективно разрабатывать траншеи как прямоугольного, так и трапециевидного профиля в грунтах I-IV категории, в мёрзлых грунтах, а также в трещиноватых горных породах типа песчаников и известняков. Производительность современных экскаваторов в зависимости от условий работы может изменяться в пределах 200...1200 м<sup>3</sup>/ч.

Анализируя показатели работы цепных и роторных траншейных экскаваторов следует отметить, что у роторных распределение мощности двигателя между работой копания, подъёма грунта из забоя и перемещения машины более благоприятно, чем у цепных. На работу копания у них расходуется от 78 до 81 % мощности силовой установки для малых машин до 67...69% у больших против, соответственно, 64...66% и 39...41% у цепных траншеекопателей. При увеличении скорости хода до 200 м/ч эти цифры составляют 66...70% и 52...54% у роторных машин против 53...55% и 31...34% у цепных. Изменение характеристик расхода энергии в указанных пределах



### *Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»*

объясняется более высоким расходом энергии на подъем грунта. Все узлы траншейной машины, в том числе базовое шасси, подвержены динамическим нагрузкам, что обуславливается, в первую очередь, периодичностью входа зубьев ротора в грунт забоя в процессе копания грунта. При копании грунта отношение нормальной силы резания грунта рабочим органом к касательной, определяющее нагружение приводов как рабочего органа так и шасси, колеблется в пределах от 0,16 до 0,9 и зависит от режима работы. Отношение боковой силы к нормальной изменяется от 0,3 до 1,5. Указанные диапазоны изменения соотношения сил определяют пределы изменения силового нагружения машины.

В результате экспериментальных исследований гусеничных траншейных экскаваторов с бесковшовными рабочими органами установлено, что при разработке тяжёлых глин, например, на привод рабочего органа расходуется до 70...80% мощности силовой установки, на привод механизма хода до 25...30% свободной мощности. Затраты мощности на привод хода увеличиваются с увеличением скорости подачи машины. На поперечных косогорах уже до 5...7<sup>0</sup> работы машины становится не устойчивой, наблюдается ее боковое сползание. Аналогичная картина наблюдалась в процессе отрывки траншей глубиной до 1,5 м, шириной до 0,65 м в тяжёлых глинах во время проведения промышленных испытаний колёсной траншейной машины ПЗМ-3-01, рабочее оборудование которой смонтировано на шасси автомобиля КраЗ 5233НЕ.

Производительность машины достигает 240 м<sup>3</sup>/ч, что больше паспортной производительности машины ПЗМ-2 (рабочие органы машин имеют аналогичную конструкцию).

В режиме максимальной производительности выполнения работ по сооружению траншей указанного профиля машиной ПЗМ-3-01 используется 200...225 кВт. В режиме сооружения котлованов машиной производительность выполнения земляных работ определяется выносной способностью рабочего органа, который работает в режиме веерно-поступательной подачи на грунт забоя и является прогнозировано в 2 раза меньше. Исползованная мощность при этом составляет 124 кВт. Максимальное значение силы тяги достигает 60 кН. Крутящий момент на валу привода рабочего оборудования – 1270 Н·м.

## *Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»*

Анализ выполненных ранее работ и проведённых нами исследований свидетельствует о том, что стабилизация работы траншейных машин в сложных грунтовых условиях и на пересеченной местности достигается в результате снижения силы тяги, затрачиваемой на обеспечение копания грунта рабочим органом и реализации мощности на копание грунта через привод рабочего органа. Рассматривая вопросы обеспечения попутного или встречного фрезерования грунта роторным рабочим органом следует отметить, что при попутном фрезеровании составляющие силы резания, крутящий момент на приводном валу, потребная мощность на привод рабочего органа, а также мощность, затрачиваемая на перемещение машины меньше, чем при встречном фрезеровании. Мощность на привод перемещения машины составляет 2,5...4% от суммарной затраченной мощности. При попутном фрезеровании более равномерно распределены нагрузки на ходовую часть базового шасси, что улучшает его ходовые качества.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание современных высокопроизводительных траншейных машин возможно путём оснащения их бесковшовыми роторными рабочими органами, работающими в режиме попутного фрезерования грунтов. Это снижает нагруженность базового шасси и обеспечивает устойчивую работу машины.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Патент 99049 Україна, МПК E02F 3/18 (2006.01), E02F 3/22 (2006.01), E02F 5/08 (2006.01), Робочий орган роторного екскаватора / Дмитриченко М.Ф., Мусійко В.Д., Білякович М.О., Кузьмінець М.П., Клименко Ю.М., (Україна). – № а 2011 03428; заяв. 23.03.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл.№13. – 6 с.
2. Патент 100321 Україна, МПК E02F 3/18 (2006.01), E02F 3/22 (2006.01), E02F 5/08 (2006.01) Робочий орган роторного траншейного екскаватора / Дмитриченко М.Ф., Мусійко В.Д., Білякович М.О., Кузьмінець М.П., Клименко Ю.М., Поліщук О.В. (Україна). – № а 2011 07863 заяв. 22.06.2011, опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23 – 6 с.

**ОСОБЕННОСТИ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОЙ  
ТЕХНОЛОГИИ ПОСЛОЙНОЙ РАЗРАБОТКИ ГРУНТА  
И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ**  
ENVIRONMENTALLY SAFE TECHNOLOGY OF SEWING  
DEVELOPMENT OF SOIL AND TECHNICAL FACILITIES  
FOR IMPLEMENTATION

**В.А. Хрутьба д-р техн. наук, доцент, А.Б. Коваль канд. техн. наук**  
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина  
V. Khrutba, Doctor of technical Sciences, Associate Professor,  
A. Koval, Ph.D.

National Transport University, Kiev, Ukraine

На основе анализа существующих технологий ремонта магистральных трубопроводов предложена экологически безопасная технология послойной разработки грунтов на нужную глубину выемки, с исключением перемешивания плодородных и минеральных (чистых или загрязненных) слоев почвы между собой в зоне ремонта трубопровода или площади территории загрязнения.

The existing technologies for repair of main pipelines are analyzed. Environmentally safe layer-by-layer development of soils at the required depth of excavation is proposed. Mixing of fertile and mineral soil layers is excluded.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Основой энергетической безопасности Украины есть ее энергетические ресурсы - нефть и газ. Действующая система украинских магистральных нефте- и газопроводов не соответствует европейским стандартам и современным требованиям безопасности [1]. Основным источником возникновения опасностей и аварий при ее эксплуатации, существенно влияющим на состояние техногенной безопасности, является сверхнормативные сроки эксплуатации основных средств производства. Интенсивное старение трубопроводных газораспределительных систем диктует необходимость их реконструкции. Ежегодная потребность в ремонте газопроводов составляет примерно от 2,5 тыс. км до 3 тыс. км, а ремонтируется максимум от 150 км до 200 км. Основные причины недостаточной результативности

выполнения ремонтных работ в хроническом недофинансировании и низкой эффективности использования техники, прежде всего землеройной для осуществления ремонтных работ [2].

## ОСОБЕННОСТИ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОСЛОЙНОЙ РАЗРАБОТКИ ГРУНТА

Эксплуатация сети магистральных трубопроводов Украины оказывает существенное влияние на окружающую среду - почву, воздух, водоемы и т.д. Основную опасность при эксплуатации и капитальном ремонте магистральных трубопроводов создают механическое нарушение почвенного покрова, выбросы загрязняющих веществ при проведении сварочных и изоляционных работ, образования отходов строительства, влияния от работы техники, вредные условия труда работников, поступления в водные объекты загрязняющих веществ, отрицательное воздействие на растительный и животный мир при вскрытии трубы. Поддержание в рабочем состоянии трубопроводных магистралей обеспечивается за счет соблюдения правил эксплуатации и своевременного выполнения капитального ремонта [3].

Анализ дерева отказов свидетельствует, что наибольшая вероятность возникновения главного события существует от одновременного воздействия таких событий как: «механическое нарушение почвенного покрова», «поступление в водные объекты загрязняющих веществ» и «негативное воздействие на растительный и животный мир при вскрытии трубы».

Системный анализ экологически безопасного восстановления сети магистральных трубопроводов позволил определить результаты (последствия) воздействия проведения работ по капитальному ремонту магистрального трубопровода с компонентами окружающей среды, с учетом запланированных мероприятий по охране окружающей среды. Определение морфологических признаков основных элементов системы позволяет разработать морфологическую матрицу элементов системы экологически безопасного восстановления сети магистральных трубопроводов.

Технологии, применяемые при выполнении капитального ремонта, отличаются между собой, но их объединяет конечная цель - восстановление надежной и безопасной эксплуатации трубопроводов. Работы по капитальному ремонту линейной части магистральных трубопроводов, в том числе земляные работы, относятся к особо

опасным. Производительность ремонтных работ определяется, прежде всего, производительностью выполнения земляных работ на трубопроводе. Капитальный ремонт заключается в полной замене изоляционного покрытия с восстановлением (при необходимости) несущей способности стенок трубопровода. Такой вид ремонта используется чаще всего как эффективный и дешевый. Во время капитального ремонта магистральных трубопроводов целесообразно использование специальных землеройных машин непрерывного действия, объединенных в целостный технологический комплекс. Это возможно при условии одновременного раскрытия трубопровода в траншее и сооружения на заданном расстоянии от заземления устойчивой почвенной опоры под трубой [4].

Основными требованиями и критериями выбора базовых тягачей специальных землеройных машин непрерывного действия массой от 40 т до 42 т для капитального ремонта магистральных трубопроводов следует считать обеспечение: среднего давления на грунт не более 0,065 МПа с учетом действия внешних сил на машину, положение центра давления не ближе  $1/6$  опорной  $L$  длины гусеницы (примерно 2 м) от оси приводной звездочки, возможность размещения в центре давления шарнира крепления рабочего оборудования. Работа цепно-балочных и фрезерно-роторных рабочих органов специальных землеройных машин непрерывного действия может совмещать процессы копания грунта с традиционными скоростями резания (1,2 ... 2,5 м/с) и разгрузки рабочих органов со скоростями, обеспечивающими инерционную разгрузку грунта за счет особенностей кинематики приводов, обеспечивающих придание ускорения частицам грунта (4,0...16,5 м/с<sup>2</sup>).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические исследования позволили предложить экологически безопасную технологию послойной разработки грунтов и технические средства для ее реализации, а именно: специальную землеройную машину непрерывного действия, которая способна выполнять работы по рекультивации почв при строительстве, капитальном ремонте и ликвидации последствий техногенных катастроф на магистральных нефте- и газопроводах, ликвидации химического и радиационного загрязнения поверхностных слоев почвы, с гарантированным восстановлением их плодородия, и экологически

безопасную технологию выполнения работ по сооружению котлованов и протяженных широких выемок как защитных инженерных сооружений.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Розпорядження КМ України від 15.03.2006 № 145-р. Енергетична стратегія України на період до 2030 року / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.zakon.rada.gov.ua/signal/kr06145a.doc](http://www.zakon.rada.gov.ua/signal/kr06145a.doc).

2. Мусійко В.Д. Наукові основи створення спеціальних землерийних машин безперервної дії Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2017. – 349 с.

3. Цибуля С.Д. Науково-методологічні засади підвищення рівня екологічної безпеки трубопровідного транспорту : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 21.06.01 / С. Д. Цибуля; Івано-Франків. нац. техн. ун – т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2015. - 340 с.

4. Мусійко В.Д. Зменшення інерційних та динамічних навантажень універсальної землерийної машин. / В.Д. Мусійко, А.Б.Коваль // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wubrane zagadnienie. Monografia Nr 4. Seria: Transport pod redakcja naukowa Kazemierza Lejdy. – Rzeszów (Polska) : Politechnika Rzeszowska – 2013. S. 129 – 138.

ОПТИМИЗАЦИЯ СПОСОБА АГРЕГАТИРОВАНИЯ  
МАЛИНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА  
OPTIMIZATION OF A METHOD OF AGGREGATION OF A  
RASPBERRY COMBINE

В.Н. Ожерельев, д-р с.-х. наук, проф.  
Брянский государственный технический университет,  
г. Брянск, Россия  
V. Ozhereliev, Doctor of Agricultural Sciences, Professor  
Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

Проанализированы варианты агрегатирования малиноуборочного комбайна и опыт его практической эксплуатации в разных исполнениях.

The variants of aggregation of the raspberry combine and the experience of its practical operation in different designs are analyzed.

## ВВЕДЕНИЕ

Трудность механизации уборки ягод малины сопряжена с необходимостью многократных проходов комбайна по мере созревания ягод. В связи с этим предъявляются более жесткие требования к экономике его использования, что отражается на мотивировке выбора способа его агрегатирования.

## ОЦЕНКА ПРЕДШЕСТВУЮЩЕГО ОПЫТА

Как правило, малиноуборочные комбайны выпускают самоходными либо прицепными. И в том и в другом случае есть как положительные моменты, так и неразрешимые проблемы. Самоходный комбайн дорогой, поэтому его практическое использование оправдано только при работе как на малине, так и на голубике, которая чрезвычайно распространена в Северной Америке. Там же и эксплуатируются самоходные комбайны. Положительный опыт имеется в Польше, где наряду с самоходным вариантом комбайна разработан и его прицепной аналог.

Что касается России (а ранее – СССР), то наш опыт механизации уборки малины начинался с полунавесного комбайна, который был впервые испытан в 1980 году. Уборочный модуль навешивался сбоку

гусеничного трактора Т-54В, а затаривающее устройство – на задней навеске [1].

Комбайн оказался неудобен в эксплуатации, поскольку гусеничный движитель не позволял передвигаться по дорогам общего назначения. Кроме того, при преодолении неровностей дороги трактор и опиравшийся на одно колесо соединенный с ним шарнирно уборочный модуль, «складывались» в поперечной плоскости, что приводило к существенному повреждению кабины.

Решение проблемы осуществлялось по двум направлениям. Во-первых, предпринималась попытка минимизировать затраты на перевод серийного трактора в высококлиренсное шасси, используя в качестве комплектующих редукторы привода переднего моста МТЗ-82 [2]. Альтернативой представлялся переход на прицепной вариант агрегатирования. Были разработаны и испытаны несколько вариантов прицепного комбайна, позволившие существенно улучшить его управляемость и удобство вождения по ряду [3 - 6]. Однако изыскания были продолжены и в сторону совершенствования полунавесного варианта агрегатирования [7].

## СИНТЕЗ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Новое компоновочное решение учитывало негативный опыт испытания комбайна с боковой навеской на гусеничный трактор. В частности, был осуществлен переход на трехточечную опору, с размещением в одной поперечной плоскости двух основных опорных колес, что исключило необходимость в шарнирном соединении арочной рамы 1 уборочного модуля с остовом колесного энергетического средства 9 (рис. 1).

На раме 1 смонтированы рабочие органы 2, продольные транспортеры 3, затаривающее устройство и правая площадка для вспомогательных рабочих (на схеме не показаны). Рама 1 опирается на колесо 5, вал которого снабжен звездочкой 6. Посредством переднего 7, расположенного ближе к продольной оси 8 энергетического средства 9, представляющего собой трехколесный трактор, у которого задние колеса являются ведущими и заднего 10, расположенного дальше от оси 8, соединительных устройств рама 1 может быть жестко соединена с остовом трактора 9. При этом правое (по ходу) колесо 11 остается смонтированным на тракторе 9 (как и переднее управляемое ко-



лесо 12), а левое должно быть демонтировано и на его месте смонтирована ведущая звездочка 13 цепного привода. Посредством цепей 14 и 15, звездочек 16 и 17 и вала 18 ведущая звездочка 13 связана с ведомой звездочкой 6 опорного колеса 5 рамы 1.

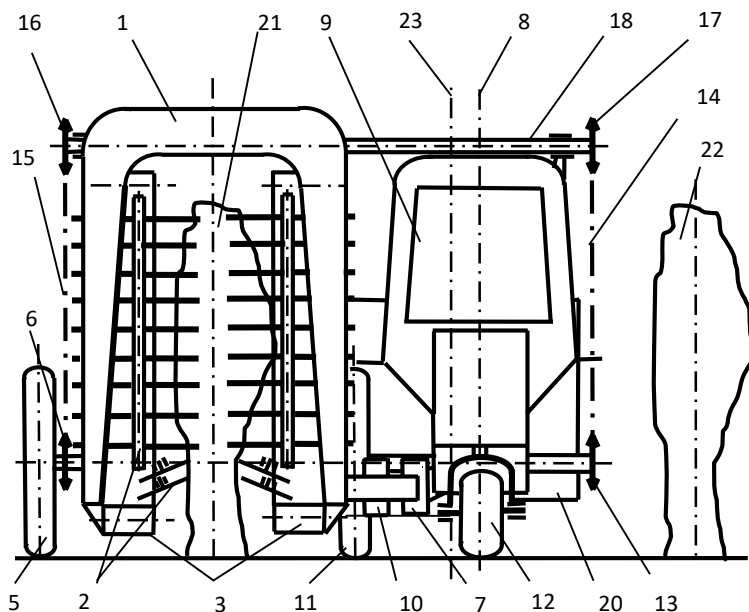


Рисунок 1 – Принципиальная схема агрегатирования уборочного модуля с трактором

При составлении агрегата трактор 9 подъезжает своим ходом слева сзади к уборочному модулю, рама 1 которого опирается на колесо 5 и стояночные опоры (на схеме не показаны) и перемещается до упора в соединительные устройства 7 и 10 соответствующими кронштейнами, смонтированными на его остова. После соединения соответствующих деталей рамы 1 и трактора 9 болтами, агрегат становится единой жесткой системой, опирающейся на четыре колеса. Поскольку одно из них оказывается лишним, с помощью домкрата левую заднюю часть трактора 9 поднимают, после чего его левое колесо демонтируют и монтируют на его место ведущую звездочку 13.

### *Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»*

После этого устанавливают вал 18 со звездочками 16 и 17, которые соединяют цепями 14 и 15 со звездочками 6 и 13.

Поскольку след центра тяжести уборочной машины оказывается внутри опорного треугольника, образованного колесами 6, 11 и 12, то она может устойчиво перемещаться как по плантации, так и по дороге. При уборке ягод (например, малины или голубики) арочная рама 1 «седлает» ряд растений 21, опираясь колесом 5 на поверхность междурядья, расположенного по другую сторону от трактора 9, который находится между рядами 21 и 22.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Конструкция позволяет быстро составлять агрегат, не пользуясь специальными подъемными средствами. При этом сохраняется минимально возможная ширина колеи опорных колес и улучшаются условия для управления машиной.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ожерельев В. Н. Технологические процессы и средства механизации производства ягод малины: дис. ... докт. с.-х. наук: 05.20.01 / Ожерельев Виктор Николаевич. – Брянск, 2001. – 312 с.
2. Ожерельев В.Н. Обоснование способа агрегатирования малиноуборочного комбайна / В.Н. Ожерельев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. - №5. – С. 35 – 38.
3. Ожерельев В.Н. Комбайн для уборки малины / В.Н. Ожерельев // Садоводство и виноградарство. – 1992. - №7. – С. 22 – 23.
4. Ожерельев В.Н. Алгоритм инженерного творчества в примерах: монография / В.Н. Ожерельев. - Брянск, изд-во БГТУ, 2015. – 192 с.
5. Ожерельев В.Н. Расширение функциональных возможностей прицепных ягодоуборочных комбайнов / В.Н. Ожерельев // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. - №5. – С. 9 – 12.
6. Пат. №2554394 (РФ) МПК7 А01D 75/00. Прицепная уборочная машина / В.Н. Ожерельев – Опубл. 27.06.15, Бюл. №18.
7. Пат. № 2605532 (РФ) МПК7 А01D 46/28, А01В 59/06, 59/043. Навесная уборочная машина / В.Н. Ожерельев – Опубл. 20.12.16, Бюл. №35.

УДК 629.114.2

ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПОЧВУ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИН ДЛЯ  
ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

IMPACT ON THE SOIL OF CRUISE SYSTEMS OF MACHINES  
FOR FERTILIZATION OF FERTILIZERS

В.П. Бойков<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф.,

Ч.И. Жданович<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц., А.Г. Белевич<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

<sup>2</sup>Белорусский государственный аграрный технический университет,

V. Boykov<sup>1</sup>, Doctor of technical Sciences, Professor,,

Ch. Zhdanovich<sup>1</sup>, PhD in Engineering, Associate Professor, A. Belevich<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

<sup>2</sup>Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus

Проведен сравнительный анализ воздействия на почву в ранневесенний период и повреждения растений трактором с прицепной машиной и машинами для внесения удобрений, оснащенных шинами-оболочками и шинами низкого давления.

A comparative analysis of the effect on the soil in the early spring period and damage to plants by a tractor with a trailer and fertilizer machines equipped with sheath-shells and low-pressure tires was carried out.

## ВВЕДЕНИЕ

Для повышения урожайности сельскохозяйственных культур необходимо вносить жидкие и твердые минеральные удобрения. В частности, в ранневесенний период вносят КАС [1], норма внесения жидкости находится в диапазоне 30-300 л/га.

Особенность работы машин для внесения удобрений в ранневесенний период заключается в том, что они выходят в поле сразу после таяния снега, движутся по переувлажненной почве и растениям,

## ДОПУСТИМОЕ ДАВЛЕНИЕ И ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПОЧВУ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Многочисленные исследования показывают, что давления на почву в ранневесенний период при ее влажности 0,9 - 1,0 НВ не должна превышать 40...50 кПа [2 - 4].

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Для оценки воздействия на почву в ранневесенний период ходовых систем машин для внесения удобрений нами проведены испытания: трактора Беларус 1221 с прицепной машиной МЖТ-6; опрыскивателя «РОСА» на шинах-оболочках; опрыскивателя «Туман-2» на шинах низкого давления.

Давление на почву тракторов МТЗ и агрегатируемых с ним прицепных машин для внесения удобрений превышает 150 кПа [2], глубина колеи превышает 12 см (рисунок 1), уничтожаются растения. Использование в ранневесенний период недопустимо.



Рисунок 1 – Колея, оставляемая трактором Беларус 1221 с прицепной машиной МЖТ-6 в ранневесенний период

После прохода опрыскивателя «РОСА» на шинах-оболочках ОШ-1 следа практически не остаётся (рисунок 2).

Полная масса машины ограничена грузоподъемностью шин-оболочек ОШ-1 (ТУ 700016217.187-2003) и составляет  $350 \times 6 = 2100$  кг, при этом давление воздуха в шинах, а следовательно и среднее давление на почву, равно 20 кПа. Грузоподъемность опрыскивателя «РОСА» с опрыскивателем и разбрасывателем не может превышать соответственно 480 кг и 580 кг.



Рисунок 2 – Воздействие на растения опрыскивателя «РОСА» на шинах-оболочках

Тенденцию перехода от шин-оболочек к шинам низкого давления и повышения грузоподъемности машин химизации можно заметить у Российских производителей. Так компания ООО "Пегас-Агро" с 2000 года производящая машины химизации «Туман-1» на шинах-оболочках ОШ-1, в настоящее время производит также комплексы «Туман-2» с полной массой 4400 кг и грузоподъемностью 2000 кг на шинах низкого давления с давлением воздуха в них 30...50 кПа



Рисунок 3 – След? оставленный после прохода опрыскивателя «ТУМАН-2»

Для оценки воздействия на растения были проведены испытания на ранневесенней подкормке озимой ржи опрыскивателем «ТУМАН-2» (полная масса 4400 кг) оснащенного шинами низкого давления AVTOROS S-TRIM 49x23,5-21LT (давление воздуха 45 кПа). При работе машины озимая рожь приминается колесами (рисунок 3), колея

практически отсутствует, в течение недели растения полностью восстанавливаются.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опрыскиватель «РОСА» (полная масса 2100 кг) оснащенный шинами-оболочками ОШ-1 (давление воздуха 20 кПа) и опрыскиватель «ТУМАН-2» (полная масса 4400 кг) оснащенный шинами низкого давления (давление воздуха 45 кПа) оказывают допустимое воздействие на растения и не оставляют колею.

Анализ конструкций и технико-экономических показателей машин химизации показал, что повысить производительность, при прочих равных условиях, позволяет увеличение грузоподъемности машин. Шины-оболочки ОШ-1 ограничивают грузоподъемности машин. Перспективными являются машины для внесения удобрений оснащенные шинами низкого давления.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Степук, Л. Я. Построение машин химизации земледелия / Л.Я.Степук, А.А. Жешко; Нац. акад. наук Беларуси, РУП «Науч.-практ. центр Нац. акад. Беларуси по механизации сельского хозяйства». - Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2012. – 443 с.
2. Русанов, В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути её решения / В.А. Русанов. – М.: ВИМ, 1998. – 368 с.
3. Определение нормативов допустимых давлений на почву / А.Г. Бондарев, В.А. Русанов, П.М. Сапожников и др. - В кн.: Переуплотнение пахотных почв. Причины, следствия, пути уменьшения / под ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Ковды. – М.: Наука, 1987 с. 166 – 173.
4. Медведев В.В. Обоснование допустимых уровней нагрузки на почву (на примере черноземных почв УССР) / В.В. Медведев, В.Г. Цыбулько. - В кн.: Переуплотнение пахотных почв. Причины, следствия, пути уменьшения / под ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Ковды. – М.: Наука, 1987, с. 173 – 181.

УДК 629.114. 2

РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ В ТРАНСМИССИЯХ  
КОЛЕСНЫХ МАШИН В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ  
DISTRIBUTION OF MOMENTS IN TRANSMISSIONS OF  
WHEELED VEHICLES IN TRACTION MODE

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрено движение полноприводной машины тяговом режиме. Получены математические выражения для определения моментов, нагружающих трансмиссию, с учетом конструктивных параметров машины и эксплуатационных условий ее движения, проведены расчеты.

The movement of the four-wheel drive traction machine re-bench is considered. Mathematical expressions are obtained to determine the moments loading the transmission, taking into account the structural parameters of the machine and the operating conditions of its motion, calculations are carried out.

## ВВЕДЕНИЕ

Для полноприводных колесных машин выбор нагрузочных режимов трансмиссий осложняется тем, что распределение крутящих моментов между мостами машины существенным образом определяется наличием кинематической, а соответственно и силовой связи между колесами мостов. При этом за счет циркуляции момента в трансмиссии величины крутящих моментов могут значительно отличаться от соответствующих значений, полученных без учета межосевой связи, как по величине, так и по знаку.

В качестве исследуемого режима движения рассмотрено установившееся движение машины в тяговом режиме с заблокированным межосевым приводом.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ  
ПОЛНОПРИВОДНОЙ МАШИНЫ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

Создаваемый двигателем крутящий момент распределяется через трансмиссию к задним и передним колесам машины:

$$M_{дв} = \sum_{i=1}^n \frac{F_{ki} \cdot r_{di}}{u_i \cdot \eta_i}, \quad (1)$$

где  $F_{ki}$  – касательные силы тяги на колесах  $i$ -го мостов;  $u_i, \eta_i$  – передаточное отношение от двигателя к колесам  $i$ -го моста и к.п.д. привода;  $r_{di}$  – динамический радиус колес  $i$ -го моста.

Коэффициент кинематического несоответствия вычисляется как:

$$m_H = \frac{V_{T2} - V_{T1}}{V_{T2}} = \frac{\omega_2 \cdot r_2 - \omega_1 \cdot r_1}{\omega_2 \cdot r_2} = 1 - u_{тр} \cdot \frac{r_1}{r_2}, \quad (2)$$

где  $V_{T1}, V_{T2}$  – теоретические скорости колес мостов;  $u_{тр}$  – передаточное отношение трансмиссии от передних колес к задним.

Коэффициенты буксования колес определяются [1]:

$$\delta_i = \frac{V_{Ti} - V_{di}}{V_{Ti}}, \quad (3)$$

где  $V_{di}$  – действительная скорость колес  $i$ -го моста.

С учетом выражения (2) получаем взаимосвязи буксований

$$\delta_2 = m_H + \delta_1 \cdot (1 - m_H); \quad \delta_1 = \frac{\delta_2 - m_H}{1 - m_H}. \quad (4)$$

Касательные силы тяги по мостам машины с учетом(4):

$$\begin{aligned} F_{k1} &= N_1 \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}); \\ F_{k2} &= N_2 \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_H + \delta_1 \cdot (1 - m_H))}), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\varphi_{imax}$  – максимально возможный коэффициент сцепления колеса;



Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

$k_j$  – коэффициент аппроксимации кривой буксования.  $N_1, N_2$  – нормальные реакции по мостам полноприводной машины;

Подставляя в (1) выражение (5), имеем:

$$\begin{aligned} & \frac{G \cdot (l_2 - \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot h + F_c \cdot h) \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot r_{д1}}{u_1 \cdot \eta_1} + \\ & + \frac{G \cdot (l_1 + \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot h - F_c \cdot h) \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot r_{д2}}{u_1 \cdot \eta_1} = \\ & = M_{дв} \cdot \left( L + \left( \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) - \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \right) \cdot h \right), \quad (6) \end{aligned}$$

где  $G$  – вес машины;  $F_c$  – сила сопротивления движению машины;  $h$  – высота центра масс;  $L$  – база машины;

Разрешая выражение (6) относительно  $\delta_1$  находим значения моментов, нагружающих переднюю и заднюю ветви трансмиссии в режиме равноускоренного движения.

С другой стороны, движение машины с постоянной скоростью происходит при равенстве суммарной касательной силы тяги колес силе сопротивления движению машины, откуда получаем:

$$\frac{G \cdot l_2 \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot r_{д1}}{u_1 \cdot \eta_1} + \frac{G \cdot l_1 \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot r_{д2}}{u_2 \cdot \eta_2} = F_c \cdot L.$$

При относительно больших значениях кинематического несоответствия может иметь место переход колес переднего или заднего мостов из ведущего режима в ведомый, в зависимости от знака кинематического несоответствия.

Взаимосвязь скольжения  $S_2$  и буксования  $\delta_1$ , например, при положительном кинематическом несоответствии имеет вид:

$$\delta_1 = 1 - \frac{1}{(1 - m_1) \cdot (1 - S_2)}; \quad S_2 = 1 - \frac{1}{(1 - m_1) \cdot (1 - \delta_1)}.$$

Подставляя полученные выражения для определения сил  $F_{ки}$  в (5), а затем в (1) получаем выражения, схожие с (6).

Расчеты проводились для полноприводной машины, у которой номинальный момент двигателя – 375,2 Н·м; свободные радиусы колес  $r_1 = 1,87$  м,  $r_2 = 1,3$  м; масса машины 21000 кг с развесовкой по мостам 37% - передний и 63% - задний.

Анализ приведенных на рис. 1 зависимостей показывает, что величина моментов, нагружающих трансмиссию машины в тяговом режиме, существенно зависит от величины кинематического несоответствия и передаточного отношения коробки передач.

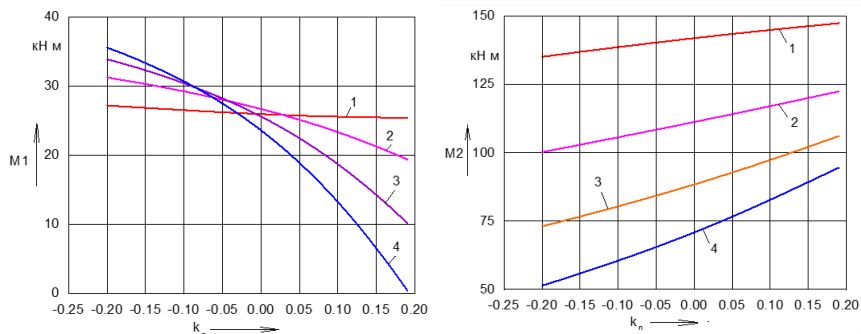


Рисунок 1 – Зависимость моментов на колесах мостов от кинематического несоответствия в тяговом режиме на различных передачах:  
1 –  $i_2=298,21$ ; 2 –  $i_2=245,2$ ; 3 –  $i_2=238,56$ ; 4 –  $i_2=168,08$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенных теоретических исследований предложена методика оценки распределения моментов между мостами в зависимости от конструктивных параметров машины и условий ее движения.

2. Полученные уравнения позволяют оценить распределение моментов в трансмиссии полноприводной машины при ее равноускоренном движении при некотором заданном значении момента двигателя, а также при движении машины с постоянной скоростью.

3. Анализ результатов расчетов показывает, что величина моментов, нагружающих трансмиссию полноприводной машины в тяговом режиме, существенно зависит от величины кинематического несоответствия и передаточного отношения коробки передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В. Исследование дифференциалов повышенного трения и их влияния на поворачиваемость колесных тракторов 4К4 класса 14 -20 кН. - Дисс...канд.техн.наук. - Мн.: 1981 - 242 с.

УДК 629.114. 2

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ УСТАНОВКИ ТРАКТОРА  
НА ТЕЛЕЖКЕ КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ПОКРАСКИ И ДОДЕЛКИ  
EVALUATION OF THE RELIABILITY OF THE INSTALLATION  
OF THE TRACTOR ON THE TROLLEY CONVEYOR  
FOR PAINTING AND FINISHING

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В работе определялась надежность установки трактора Беларус-80Х с тележки конвейера для доделки и окраски тракторов в блоке цехов. Оценка возможности схода трактора с тележки конвейера производилась расчётными методами.

The work determined the reliability of the installation of the tractor Bela-Rus-80H from the truck conveyor for finishing and painting tractors in the block of shops. Evaluation of the possibility of the tractor exit from the conveyor truck was carried out by calculation methods.

## ВВЕДЕНИЕ

Принцип действия конвейера основан на протягивании трактора вдоль линии конвейера: переднее колесо трактора установлено на тележку конвейера без жёсткой фиксации; тележка движется и тянет за собой трактор, задние колёса которого катятся по полу по принципу буксировки с частичной погрузкой транспортного средства.

Для определения условий возможного схода переднего колеса трактора с тележки конвейера рассмотрены следующие режимы работы конвейера: равномерное движение конвейера с установившейся скоростью; трогание остановленного конвейера; остановка конвейера.

РЕЖИМ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРА

Расчётная схема буксировки трактора на конвейере приведена на рис. 1.

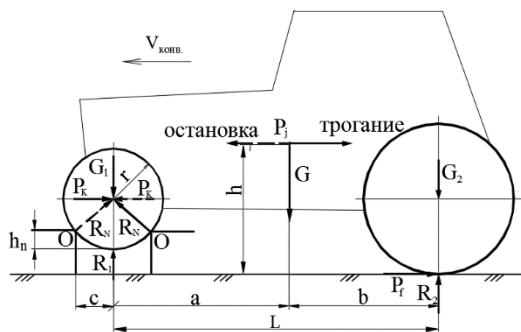


Рисунок 1 – Расчетная схема установки трактора на конвейере

Сход переднего колеса трактора с тележки конвейера рассматривается как преодоление порогового препятствия высотой  $h_n$  по методике, приведенной в [1]. На переднее колесо трактора действует вертикальная нагрузка  $G_1$  и толкающее усилие  $P_k$  от остова трактора.

$$P_k = G_1 \cdot \frac{\sqrt{h_n \cdot (2 \cdot r - h_n)}}{r - h_n}. \quad (1)$$

Сила сопротивления движению трактора:

$$P_f = G_2 \cdot f, \quad (2)$$

где  $f$  - коэффициент сопротивления движению трактора ( $f=0,015 \dots 0,020$  [2]).

Условием схода является соотношение

$$P_f \geq P_k, \text{ откуда } f \geq P_k / G_2 \geq 0,3.$$

Такое значение коэффициента сопротивления движению может быть вызвано блокировкой задних колёс трактора или увеличением сопротивления в трансмиссии.

РЕЖИМ ТРОГАНИЯ ОСТАНОВЛЕННОГО КОНВЕЙЕРА

При трогании с места остановленного конвейера на трактор дополнительно действует сила инерции:

$$P_j = m \cdot j,$$

где  $m$  - масса трактора;  $j$  - ускорение конвейера при трогании.

Под действием силы инерции происходит перераспределение осевых нагрузок на колёсах трактора, подставляя значения которых в (1) и (2), определим ускорение, при котором сила инерции  $P_j$  вызовет сход трактора с конвейера:

$$j \geq \frac{g \cdot (b \cdot l - a \cdot f)}{L + h \cdot (\varphi + l)}, \text{ где } l = \frac{\sqrt{h_{\text{п}} \cdot (2 \cdot r - h_{\text{п}})}}{r - h_{\text{п}}}$$

Диаграмма разгона конвейера представлена на рис. 2.

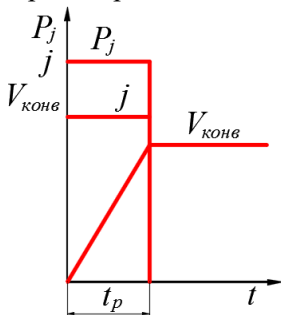


Рисунок 2 – Диаграмма разгона конвейера

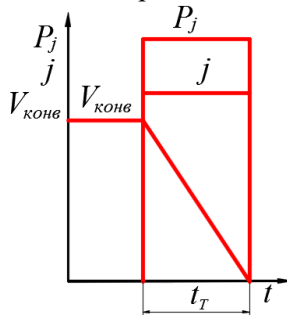


Рисунок 3 – Диаграмма остановки конвейера

Путь, проходимый при разгоне конвейера до скорости  $V_{\text{конв}}$  [3]:

$$S_p = \frac{1}{j} \cdot \int_0^{V_{\text{конв}}} V \cdot dV = \frac{V_{\text{конв}}^2}{2 \cdot j}.$$

Для возможного схода с тележки  $S_p$  (преодоление порогового препятствия). должен быть соизмерим с размером  $c$  тележки конвейера.

## РЕЖИМ ОСТАНОВКИ КОНВЕЙЕРА

При остановке движущегося конвейера на трактор также действует сила инерции, обусловленная замедлением конвейера.

Замедление остановки конвейера, при котором сила инерции  $P_j$  будет достаточной для схода переднего колеса трактора с тележки

$$j \geq \frac{g \cdot (b \cdot l + a \cdot f)}{L - h \cdot (\varphi + l)}, \text{ где } l = \frac{\sqrt{h_{\text{п}} \cdot (2 \cdot r - h_{\text{п}})}}{r - h_{\text{п}}}.$$

Путь, проходимый при остановке конвейера:

$$S_p = -\frac{1}{j} \cdot \int_{V_{\text{конв}}}^0 V \cdot dV = \frac{V_{\text{конв}}^2}{2 \cdot j}.$$

Для возможного схода с тележки  $S_p$  (преодоление порогового препятствия). должен быть соизмерим с размером  $c$  тележки конвейера.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные математические выражения позволяют:

- определить величину горизонтального толкающего усилия, при котором возможен сход переднего колеса трактора с тележки конвейера вперёд (назад);

- определить интенсивность трогания и остановки конвейера (величину ускорения замедления соответственно), которая может вызвать схода колеса с тележки конвейера;

- сход переднего колеса трактора с тележки возможен только назад при коэффициенте сопротивления качению задних колёс  $f \geq 0,3$  (при блокировке задних колёс или увеличении сопротивления в трансмиссии).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. - М.: Машиностроение, 1990.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. - Мн.: Выш. шк., 1986.
3. Основы теории автомобиля и трактора/ В.В. Иванов, В.А.Иларионов, М.М. Морин и др. - М.: Высш. шк., 1970.

УДК 621.43

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ  
И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ РАДИАТОРОВ  
И ЖИДКОСТНО-МАСЛЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА  
ОСНОВЕ ИНТЕРАКТИВНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
С СЕРВЕРАМИ ПОГОДЫ И КАРТОГРАФИЧЕСКОЙ  
ИНФОРМАЦИЕЙ**

PERFECTING OF THE METHOD OF HEATTECHNICAL AND  
AERODYNAMIC TESTS OF RADIATORS AND LIQUID-OIL HEAT  
EXCHANGERS ON THE BASIS OF INTERACTIVE INTERACTION  
WITH SERVERS OF WEATHER AND CARTOGRAPHICAL  
INFORMATION

**В. Е. Тарасенко<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц., А. А. Жешко<sup>1</sup>, канд. техн.  
наук, доц., О.А. Якубович<sup>2</sup>, канд. техн. наук**

**Белорусский государственный аграрный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**<sup>2</sup>Белорусская универсальная товарная биржа, г. Минск, Беларусь**

V.E. Tarasenko<sup>1</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

A.A. Zeshko<sup>1</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

O.A. Yakubovich<sup>2</sup>, Ph.D. in Engineering

<sup>1</sup>Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus

<sup>2</sup>Belarusian Universal Commodity Exchange, Minsk, Belarus

**В работе описано локальное web-приложение, разработанное с целью дополнения методики теплотехнических и аэродинамических испытаний радиаторов и жидкостно-масляных теплообменников в составе самоходной сельскохозяйственной техники и позволяющее осуществлять расчет допустимой температуры окружающей среды, при которой возможна эксплуатация мобильной сельскохозяйственной машины в любом регионе мира.**

In article present the local web application developed for the purpose of addition the method of bench heattechnical and aerodynamic tests of radiators and liquid-oil heat exchangers as a part of self-propelled agricultural machinery and allowing to perform calculation of admissible environment temperature at which operation of the mobile agricultural machine in any region of world space is possible.

## ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатационные режимы дизеля, климатические условия, параметры установки и компоновки компонентов системы охлаждения (СО) оказывают определяющее влияние на эффективность работы самоходной сельскохозяйственной техники. Перечисленные факторы определяются при проведении испытаний полнокомплектной СО на стендовой моторной установке или в составе с машиной. Целью испытаний полнокомплектных СО является проверка их на соответствие техническому заданию и способность систем функционировать в заданных условиях и при воздействии возмущающих факторов. Испытания проводятся на моторном стенде СО в составе с дизелем и полном капотировании в тепловой камере, где имитируются климатические условия эксплуатации, или нагрузочном стенде полнокомплектной самоходной сельскохозяйственной машины в условиях, приближенных к эксплуатационным. Заключительным этапом испытаний СО являются испытания полнокомплектной самоходной сельскохозяйственной машины в рядовой эксплуатации при выполнении наиболее энергоемких работ [1].

Данная работа имеет целью дополнить существующую методику проверки эффективности работы теплонапряженных систем самоходной сельскохозяйственной техники, открыть возможность определения предельной температуры окружающей среды по охлаждающей жидкости (ОЖ) и маслу путем осуществления интерактивного взаимодействия с серверами погоды и картографической информацией.

## СПЕЦИФИКА КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ, НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЕЛЬСКО- ХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Одним из значимых факторов, определяющих эффективность работы СО, является состояние окружающего воздуха, которое характеризуется температурой, относительной влажностью, барометрическим давлением, а также количеством содержащихся в воздухе механических, химических, биологических элементов и др. Перечисленные характеристики окружающего воздуха связаны с географической зоной, климатом, временем года и погодой. Предельные значения этих характеристик чаще всего имеют место в районах с особыми природно-климатическими условиями [4].



Температура воздуха оказывает влияние на большинство определяющих работу дизеля параметров. В работе [4] отмечено, что у дизеля мощностью 100 л.с. с повышением температуры ОС на 10 ° температура топлива повышается на 4,5 °, а часовой расход топлива снижается на 2,5 %; мощность дизеля при постоянном температурном режиме снижается на 3,7 %.

Теплорассеивающие устройства СО моторных установок сельскохозяйственной техники следует рассчитывать для работы дизеля при номинальной нагрузке и следующих параметрах ОС: температура воздуха при тропическом климате – от –10 до +45 °С, при умеренном – от –30 до +35 °С, при северном – от –50 до +25 °С; атмосферное давление – не ниже 715 мм рт. ст.

## АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К СО ДВИГАТЕЛЕЙ

Для безотказной и длительной работы двигателя особое внимание следует обратить на взаимосвязанные компоненты, которые составляют СО.

Требования к СО современной сельскохозяйственной техники являются основной предпосылкой, позволяющей сформулировать задачу при проектировании и определить направления (пути) её реализации. СО должна обеспечивать заданный тепловой режим двигателя, иметь рациональную конструкцию, требующую минимально возможных затрат мощности на привод вентилятора и жидкостного насоса.

Тепловое состояние двигателя (теплонпряжённость) – фактор комплексный, зависящий от параметров как самого двигателя, режимов его работы, так и блока охлаждения, его компоновки на машине, а также от условий эксплуатации. Температура ОЖ, гильз цилиндров и картерного масла должны лежать в пределах, соответствующих минимуму потерь на трение и коррозионный износ. В связи с тем, что тепловое состояние двигателя существенно влияет на его экономичность и надёжность, к СО предъявляются требования [1, 2, 4, 7]:

- функциональные, определяющие работоспособность системы;
- конструктивные, определяющие габаритно-массовые параметры блока охлаждения, его компоновку на тракторе;
- эксплуатационные, определяющие надёжность.

В качестве критерия оценки этих требований принят температурный режим ОЖ и масла [4, 5, 6].

## РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

На кафедре «Технологии и организация технического сервиса» в рамках научно-исследовательской работы «Обоснование режимов работы дизелей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин мощностью свыше 250 л.с., обеспечивающих их топливную экономичность и тепловую эффективность» (ГПНИ «Качество и эффективность агропромышленного производства») разработано локальное web-приложение, позволяющее осуществлять расчет допустимой температуры окружающей среды, при которой возможна эксплуатация мобильной сельскохозяйственной машины в конкретном регионе мирового пространства. Указав планируемое место эксплуатации техники и получив координаты на местности, можно получить пороговое значение температуры окружающей среды. При этом учитываются как среднестатистические значения температуры окружающей среды за последние семь лет из базы данных сервера, так и текущие значения температуры. Предлагаемое приложение интегрировано с сервером погоды «Premium weather API for Developers» (<https://developer.worldweatheronline.com>), базы которого содержат необходимые статистические сведения. Анализ статистического массива данных по температуре окружающей среды за последние годы позволяет сформировать достаточно точный прогноз на ближайшую перспективу и выполнить последующие расчеты непосредственно на день проведения испытаний.

Алгоритм определения предельной температуры окружающей среды по ОЖ и маслу путем интерактивного взаимодействия с сервером погоды и картографической информации представлен на рисунке 1.

В начале работы программы пользователю предоставляется возможность указать место и дату проведения испытаний.

Место проведения испытаний техники указывается на электронной карте, подгружаемой из картографического сервиса. Изначально пользователь осуществляет поиск объекта (населенного пункта), вблизи которого планируется проведение испытания, в программу передаются координаты искомого места методом прямого геокодирования. Путем перемещения курсора (изображение трактора) осуществляется уточнение координат места испытаний, т.е. выполняется обратное геокодирование. Дата проведения испытаний указывается путем выбора необхо-

димой даты в календаре, появляющегося при редактировании текстового поля «Дата проведения испытаний».

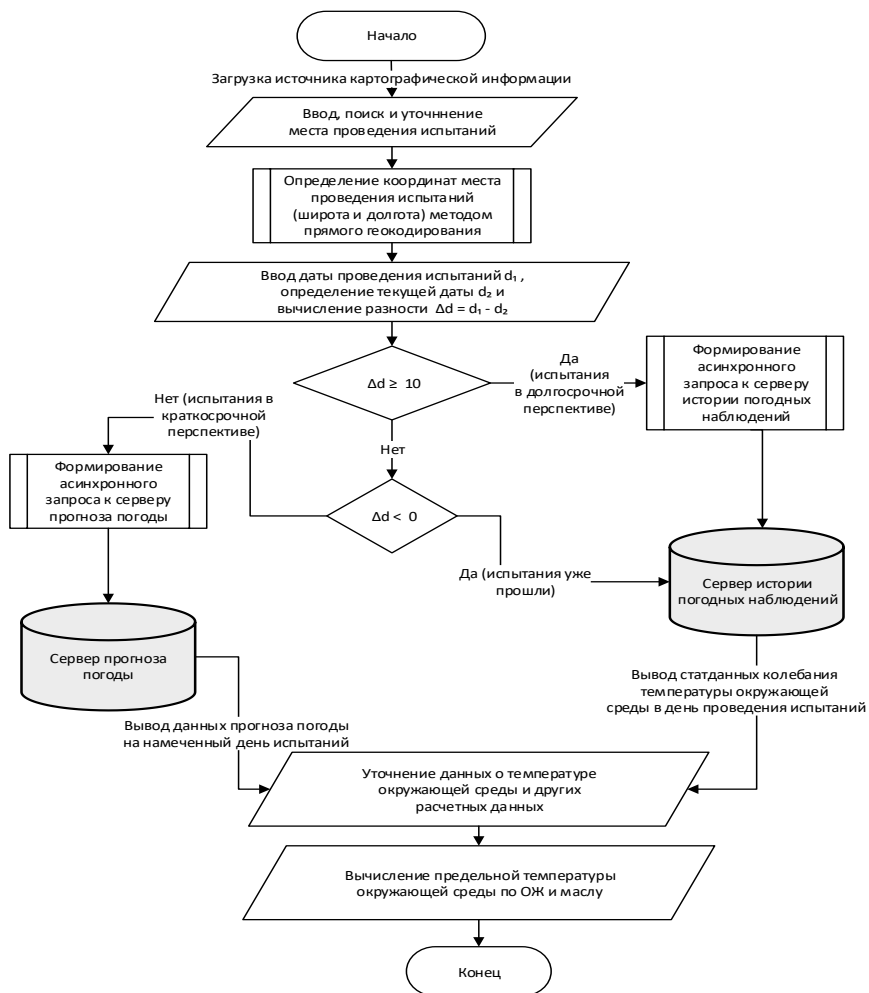


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритма определения предельной температуры окружающей среды по ОЖ и маслу

После завершения выбора места и времени проведения испытаний, нажатием на кнопку «Загрузить погоду» (рис. 2) осуществляется загрузка соответствующих данных по следующему принципу.

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Если разность текущей даты  $d_2$  (определяется автоматически) и даты, указанной в текстовом поле «Дата проведения испытаний»  $d_1$  меньше 10 дней, т.е.

$$\Delta d = d_1 - d_2 < 10, \quad (1)$$

где  $d_1$  – дата проведения испытаний;  $d_2$  – текущая дата;  $\Delta d$  – разность дат проведения испытаний и текущей, то загружается прогноз погоды, предоставляемый веб-сервисом, на дату проведения испытаний. Временной интервал данных о погоде в течение суток может задаваться в диапазоне 1-24 ч, по умолчанию составляет 3 ч.

Если разность текущей даты  $d_2$  и даты, указанной в текстовом поле «Дата проведения испытаний»  $d_1$  больше либо равно 10 дням, т.е.

$$\Delta d = d_1 - d_2 \geq 10, \quad (2)$$

то на веб-сервис погоды отправляется запрос о предоставлении статистических данных о метеонаблюдениях за указанным местом проведения испытаний за последние 9 лет. В запросе можно также задавать временной интервал из ряда 1, 3, 6, 12 и 24 ч. Причем интервалу 24 ч соответствует среднесуточная температура на день проведения испытаний. Временной интервал 24 ч используется по умолчанию. Данные о колебании температуры окружающей среды в день проведения испытаний отображаются в виде диаграммы.

Среднее значение температуры при выполнении условия (2) вычисляются автоматически, передаются в текстовое поле «Температура окружающей среды  $t_{\text{окр.}i}$ » и при необходимости могут редактироваться пользователем (рисунок 3).

При выполнении условия (1) пользователь, в зависимости от времени проведения испытаний, выбирает температуру окружающей среды из таблицы и вводит выбранное значение в текстовое поле «Температура окружающей среды  $t_{\text{окр.}i}$ ».

Помимо выбранных значений температуры окружающей среды, также необходимо указать:

## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

- допускаемую температуру ОЖ  $[t_{ж}]$ , (выбирается из выпадающего списка  $[t_{ж}] = 100^{\circ}\text{C}$  или  $[t_{ж}] = 110^{\circ}\text{C}$ ;
- допускаемую температуру смазочного масла  $[t_{м}]$ , (выбирается из выпадающего списка  $[t_{м}] = 115^{\circ}\text{C}$  или  $[t_{м}] = 125^{\circ}\text{C}$ ;
- температуру ОЖ при испытаниях  $t_{ж}$  (вводится путем редактирования текстового поля);
- температуру масла при испытаниях  $t_{м}$  (вводится путем редактирования текстового поля).

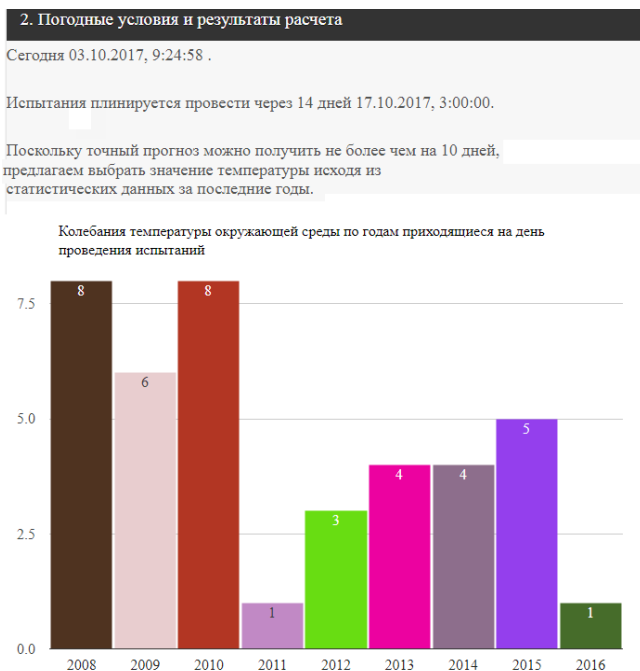


Рисунок 2 – Диаграмма: вывод статданных колебания температуры окружающей среды в день проведения испытаний

После нажатия на кнопку «Расчет» отображаются результаты вычислений предельной температуры окружающей среды по охлаждающей жидкости  $t_{окр.ж}$  и маслу  $t_{окр.м}$  (рисунок 3).

Температура окружающей среды  $t_{\text{окр.и}}$   
4.44  
Допускаемая температура охлаждающей жидкости [ $t_{\text{ж}}$ ]  
110 ▾  
Допускаемая температура смазочного масла [ $t_{\text{М}}$ ]  
125 ▾  
Температура жидкости при испытаниях  $t_{\text{ж}}$   
95  
Температура масла при испытаниях  $t_{\text{М}}$   
115  
Выполнить расчет  
Расчет

Результаты расчета предельной температуры окружающей среды:  
 $t_{\text{окр.ж}} = [t_{\text{ж}}] - (t_{\text{ж}} - t_{\text{окр.и}}) = 110 - (95 - 4.44) = 19.439999999999998^{\circ}\text{C}$

Рисунок 3 – Элементы интерфейса программы для уточнения исходных данных и вычисления предельной температуры масла

Описанное выше приложение позволяет более рационально проводить комплекс исследований по подбору вентиляторов, радиаторов и жидкостно-масляных теплообменников, параметров их установки, поиск оптимального расположения продувочных окон капота в зависимости от компоновочного решения и конкретного региона предполагаемой эксплуатации. Отмеченное в совокупности способствует обеспечению оптимального теплового режима двигателя в составе сельскохозяйственной машины и получения необходимой мощности при наилучшей экономичности.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложено локальное web-приложение, разработанное с целью дополнения методики стендовых теплотехнических и аэродинамических испытаний радиаторов и жидкостно-масляных теплообменников в составе самоходной сельскохозяйственной техники и позволяющее осуществлять расчет допустимой температуры окружающей среды, при которой возможна эксплуатация мобильной сельскохозяйственной машины в любом регионе мирового пространства.

2. Раскрыта последовательность определения предельной температуры окружающей среды по охлаждающей жидкости и маслу путем осуществления интерактивного взаимодействия с серверами по-

годы и картографической информации. Анализ статистического массива данных по температуре окружающей среды позволяет сформировать достаточно точный прогноз на ближайшую перспективу и выполнить последующие расчеты непосредственно на день проведения испытаний.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 436 с.

2. Инвариантная система жидкостного охлаждения ДВС со следящим электроприводом вентилятора обдува / И.П. Ксенович [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №11. – С. 16 – 19.

3. Cummins Engine Compani (Rev. 9/82) / Printed in U.S.A. Bulletin 3382685, Inc. – Columbus, Indiana 47201. – 83 с.

4. Тарасенко, В.Е. Обеспечение температурного режима системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора совершенствованием жидкостного и воздушного контуров: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В. Е. Тарасенко. – Минск, 2009. – 179 л.

5. Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС»: описание работы / Произв. объедин. «Минский тракт. завод»; рук. работы М.Г. Мелешко. – Минск, 2006. – 385 с.

6. Информационное сообщение. Системы охлаждения агрегатов современных тракторов / Реф. В.М. Володин // Дифференцированное обеспечение руководства научно-технической информацией «ДОР НТИ» // Profi technik. – 2005. – № 9. С. 76–79.

7. Направления совершенствования, повышения тепловой эффективности систем охлаждения высокоэнергонасыщенных тракторов: отчёт о НИР (заключ.) / НАН Беларуси, Науч. центр пробл. мех. машин (НЦ ПММ НАНБ); рук. темы А.И. Якубович. – Минск, 2000. – 196 с. – № П 1335.

УДК 629.114.2

**ВЫБОР ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ  
ТРАНСМИССИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА**  
SELECTION OF RANGE OF REGULATION OF THE DUAL  
STREAM TRANSMISSION OF AGRICULTURAL TRACTOR

**Ч.И. Жданович, канд. техн. наук, доцент, М.И. Мамонов**  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

Ch. Zhdanovich, PhD in Engineering, Associate Professor, M. Mamonov  
Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ диапазона регулирования двухпоточной трансмиссии сельскохозяйственного трактора. Показано, что применение диапазонной коробки передач позволяет использовать в двухпоточной трансмиссии серийно изготавливаемые объемные гидрпередачи.

The analysis of the range of regulation of a dual-flow transmission of an agricultural tractor is carried out. It is shown that the use of a range gearbox allows the use of mass-produced hydrodynamic transfers in a double-stream transmission.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Сдерживающим фактором применения объемных гидрпередач является относительно низкий КПД гидромашин по сравнению с механическими трансмиссиями. В двухпоточной трансмиссии основной поток энергии передает механическая трансмиссия - чаще всего это планетарная передача (ПП), а бесступенчатое регулирование на каждой ступени механической передачи обеспечивается гидростатической трансмиссией (ГСТ).

## **ВЫБОР ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ**

Анализ характеристик гидромашин показывает, что наибольшие значение КПД гидромашин имеет место при номинальных параметрах функционирования.

В гидрообъемной трансмиссии диапазон силового регулирования обеспечивается изменением давления рабочей жидкости (РЖ) и рабочего объема гидромотора.



## Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

При максимальной мощности двигателя давление РЖ в гидропередаче зависит от величины подачи насоса

$$\Delta p = \frac{P_{\text{дв(макс)}}}{Q_{\text{н}}} \text{ или } \frac{P_{\text{дв(макс)}}}{V_{\text{н}} \varepsilon_{\text{н}} \eta_{\text{об(н)}}}, \quad (1)$$

где  $P_{\text{дв(макс)}}$  - максимальная мощность двигателя,  $V_{\text{н}}$  – рабочий объём насоса,  $\varepsilon_{\text{н}}$  – параметр регулирования насоса,  $\eta_{\text{об(н)}}$  - объёмный КПД насоса.

Параметры регулирования насоса изменяются от 1 до 0. При уменьшении параметра регулирования давление РЖ в гидропередачах возрастает и ограничивается настройкой предохранительного клапана  $\Delta p = \Delta p_{\text{клап}}$ . При максимальном давлении РЖ параметр регулирования имеет предельное значение, определяемое по формуле

$$\varepsilon_{\text{н}(p_{\text{клап}})} = \frac{P_{\text{дв(макс)}}}{V_{\text{н}} \Delta p_{\text{клап}} \eta_{\text{об(н)}}}. \quad (2)$$

Диапазон силового регулирования насоса определяется по формуле

$$D_{\text{н}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{н}(p_{\text{клап}})}}. \quad (3)$$

Чем меньше  $\varepsilon_{\text{н}(p_{\text{клап}})}$  тем больше диапазон силового регулирования насоса, однако при уменьшении  $\varepsilon_{\text{н}}$  уменьшается КПД насоса, поэтому значение диапазона регулирования насоса составляет не более 3. Диапазон силового регулирования гидромотора определяется по формуле

$$D_{\text{с(ГМ)}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{ГМ}(\text{min})}}, \quad (4)$$

где  $\varepsilon_{\text{ГМ}(\text{min})}$  - параметр регулирования гидромотора при минимальном рабочем объёме.

С уменьшением  $\varepsilon_{\text{ГМ}}$  уменьшается КПД гидромотора. Оптимальный диапазон силового регулирования гидромотора не более 2.

Диапазон силового регулирования гидропередачи определяется по формуле (5) и составляет не более 6.

$$D_{c(\text{гп})} = D_{c(\text{н})}D_{c(\text{гм})}. \quad (5)$$

При использовании в гидропередаче нерегулируемого гидромотора диапазон силового регулирования уменьшается, однако повышается КПД гидропередачи.

В двухпоточной трансмиссии диапазон силового регулирования ограничивается силовым диапазоном гидропередачи, а скоростной диапазон изменения подачи насоса от  $\varepsilon_{\text{н}} = 1$  до  $\varepsilon_{\text{н}} = 0$ . При  $\varepsilon_{\text{н}} = 0$  мощность передаётся с ведущего вала на ведомый по механической ветви. С увеличением  $\varepsilon_{\text{н}} > 0$  мощность, передаваемая по механической ветви, уменьшается, а по гидравлической возрастает. При  $\varepsilon_{\text{н}} = 1$  по гидравлической ветви передаётся максимальное значение мощности заложенной по конструкции двухпоточной трансмиссии. При использовании в двухпоточной трансмиссии реверсивного по потоку насоса скоростной диапазон трансмиссии может быть расширен в 2 раза путем уменьшения параметра регулирования насоса от 0 до -1 ( $\varepsilon_{\text{н}} = -1$ )

При этом происходит рекуперация энергии и суммирующий планетарный ряд перегружен крутящим моментом.

Анализ режимов работы универсального сельскохозяйственного трактора показывает, что диапазон силового регулирования трансмиссии должен составлять не менее 8, а скоростной диапазон не менее 20. При этом трансмиссии трактора должны обеспечивать три режима движения: технологический, рабочий и транспортный.

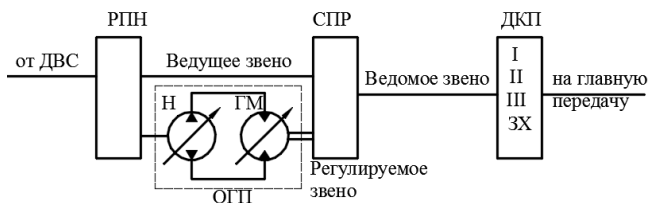
На технологическом режиме скорость движения трактора изменяется от 1,7 до 7 км/ч при этом мощность двигателя полностью не используется, а максимальная касательная сила тяги ограничивается сцеплением колес с грунтом. При этом скоростной диапазон составляет не менее 4, а силовой около 1,2.

На рабочем режиме скорость движения трактора изменяется от 5 до 15 км/ч, при этом на первой и второй передачах при скорости до 7 км/ч касательная сила тяги ограничивается сцеплением колес с грунтом. На высших скоростях 7...15 км/ч мощностью двигателя. При этом скоростной диапазон составляет не более 3, а силовой находится в пределах от 2 до 2,5.

На транспортном режиме скорости движения изменяются от 15 до 45 км/ч. При этом максимальная скоростная сила тяги ограничивается только мощностью двигателя и, соответственно, скоростной и силовой диапазон равны и составляют не менее 3.

Проведенный анализ работы гидрообъемной передачи в составе двухпоточной трансмиссии сельскохозяйственного трактора показывает нецелесообразность обеспечения всего скоростного диапазона работы трактора с помощью гидropеречд. Более целесообразным является создание двухпоточной трансмиссии, обеспечивающей скорость движения машины от 0 до максимальной на заданном диапазоне работы трактора. Для этого необходимо обеспечить работу объемной гидropеречд таким образом, что бы при параметре регулирования насоса от  $\varepsilon_n = -1$  до  $\varepsilon_n = 1$  скорость движения трактора была равна максимальной на заданном диапазоне работы трактора. Как видно из представленного анализ режимов работы трактора силовой диапазон регулирования на каждом из вышеуказанных режимов (технологическом, рабочем и транспортном) не превышает 3.

Для уменьшения стоимости гидropеречд целесообразно использовать серийно изготавливаемую гидropеречд с нерегулируемым гидромотором, обеспечивающим заданный диапазон (рис. 1).



РПН- редуктор привода насоса, СПР- суммирующий планетарный ряд,  
ОГП- объёмная гидropеречд (Н-регулируемый насос, ГМ- нерегулируемый гидромотор), ДКП- диапазонная коробка передач (I – технологический диапазон, II – рабочий диапазон, III- транспортный диапазон, ЗХ – задний ход)  
Рисунок 1 – Функциональная схема двухпоточной трансмиссии

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение диапазонной коробки передач позволяет использовать в двухпоточной трансмиссии серийно изготавливаемые объемные гидropеречд. Обеспечивать их работу в оптимальных режимах функционирования и безступенчатое регулирование скорости движения трактора от 0 до максимальной на выбранном диапазоне работы.

УДК 629.114

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СВОБОДНОЙ ВЕТВИ  
ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ТРАКТОРА  
THE STUDY OF FREE OSCILLATIONS OF THE BRANCHES  
THE CATERPILLAR DRIVE OF THE TRACTOR

В.Н. Плищ

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

V. Plishch

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

На основе анализа колебательного процесса в свободной ветви гусеничного движителя приведена методика по выбору количества поддерживающих катков и предложена конструкция гусеничного движителя сельскохозяйственного трактора класса 5

Based on the analysis of the oscillatory process in the free branch of the caterpillar mover, a technique for selecting the number of supporting rollers is presented and a design of the caterpillar mover of the agricultural tractor of class 5 is proposed

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на сельскохозяйственных гусеничных тракторах широко применяются резиноармированные гусеницы (РАГ). Для тракторов с РАГ, зубчатым ведущим колесом и индивидуальной подвеской опорных катков предварительное натяжение выросло до 16 кН, максимальная скорость движения до 30 км/ч. Это привело к тому, что некоторые существующие подходы по выбору параметров гусеничного движителя требуют уточнения. Так, например, в литературе отсутствуют методики и рекомендации по выбору количества поддерживающих катков с учетом натяжения РАГ и скорости движения трактора. Поэтому, основной целью данной работы является разработка методики по выбору количества поддерживающих катков в гусеничном движителе сельскохозяйственного трактора с РАГ с учетом указанных факторов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ СВОБОДНОЙ ВЕТВИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ТРАКТОРА приведено в работе [1]. Очевидно, что резонансный режим колебаний наступит, когда выражение (1), находящееся в знаменателе, будет равно нулю

$$\omega - \frac{k\pi a_F}{l} = 0, \quad (1)$$

где  $a_F = \sqrt{gF/q}$ ;  $\omega$  - частота вынужденных колебаний;  $l$  - длина пролета ветви;  $g$  - ускорение свободного падения;  $F$  - усилие в ветви обвода;  $q$  - вес единицы длины гусеницы,  $k$  - форма колебаний.

Выражение  $\frac{k\pi a_F}{l}$  представляет собой частоту собственных колебаний ветви гусеницы. Обозначим ее  $\omega_{вк}$ .

В работе [2] установлено, что при совпадении собственных частот вертикальных или угловых колебаний корпуса  $\omega_m$  и ветвей  $\omega_{вк}$  амплитуда перемещений последних может быть значительной, поэтому необходимым условием обеспечения стабилизации кинематики ветвей обвода является  $\omega_m < \omega_{вк}$ . Эффект от возмущения исчезает почти полностью, когда разница между значениями этих частот составляет 20%.

В качестве критерия выбора параметров примем вывод резонансного режима за эксплуатационный режим работы трактора.

Допустив, что частота колебаний корпуса  $\omega_m$  совпадает с частотой вынужденных колебаний  $\omega$  и с учетом рекомендаций [2], запишем условие для выбора параметров гусеничного движителя:

$$1,2\omega \leq \omega_{вк}, \quad (2)$$

Частоту вынужденных колебаний определим по известному выражению [2]:

$$\omega = \frac{2\pi v}{l_1}, \quad (3)$$

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

где  $v$  – скорость движения трактора;  $l_n$  – длина неровности.

Частоту собственных колебаний гусеницы определим из выражения (1):

$$\omega_{вк} = \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{gF}{q}}, \quad (4)$$

Объектом исследования являлся гусеничный движитель сельскохозяйственного трактора класса 5 с резиноармированной гусеницей включающий 2 поддерживающих катка (ПК) (рис. 1).

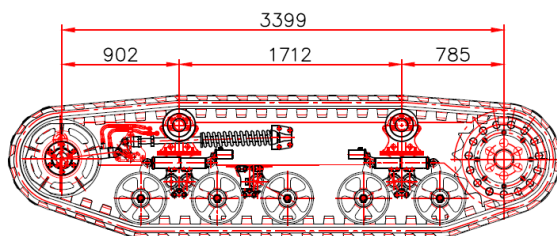
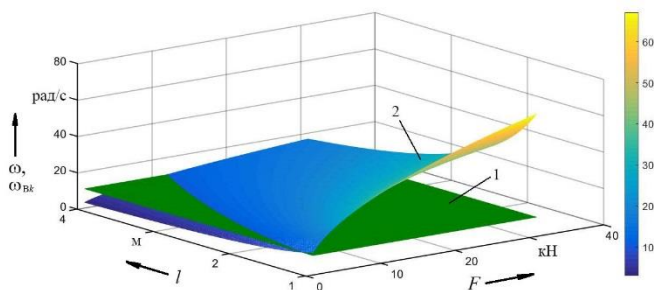


Рисунок 1 – Гусеничный движитель с двумя ПК



1 – частота вынужденных колебаний  $\omega$ ; 2 – частота собственных колебаний  $\omega_{вк}$

Рисунок 2 – Зависимость частот колебаний  $\omega$  и  $\omega_{вк}$  от длины пролета  $l$  и усилия в гусенице  $F$

Используя зависимости (3) и (4) проведены исследования для агрофона «стерня» при следующих исходных данных:  $l_n = 5$  м,

### Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

$v = 30$  км/ч;  $k = 1$ ;  $q = 666,53$  Н/м;  $l = 1 - 4$  м;  $F = 1 - 31$  кН. Результаты расчета приведены на рис. 2.

Установлено, что при  $F = 16$  кН,  $l = 1,712$  м и  $2,614$  м условие выражения (2) выполняется. В связи с этим целесообразно в конструкции гусеничного движителя трактора класса 5 с РАГ использовать один ПК, размещенный ближе к ведущему колесу. Конструктивная схема такого движителя приведена на рис. 3.

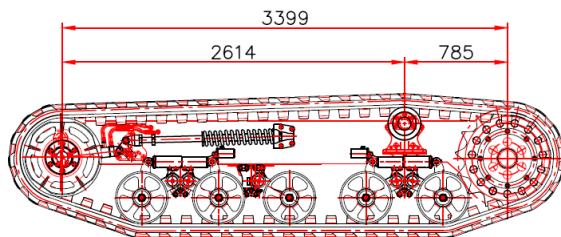


Рисунок 3 – Гусеничный движитель с одним ПК

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические исследования позволили упростить конструкцию гусеничного движителя и увеличить его надежность. При этом снижается вес движителя за счет уменьшения количества ПК, длины гусеничного обвода и кронштейнов, соединяющих ПК с рамой. Также увеличивается КПД движителя и снижаются стоимость и вес трактора в целом. Предложенные усовершенствования позволят сделать трактор более конкурентоспособным на рынке.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Плищ, В. Н. Определение амплитуды колебаний свободной ветви гусеницы трактора / В. Н. Плищ // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 15 - й междунар. науч.-техн. конф., Минск, 24–26 янв. 2017 г. : в 4 т. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: Б. М. Хрусталеv, Ф. А. Романюк, А. С. Калиниченко. – Минск, 2017. – Т. 2. – С. 34.
2. Платонов, В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В. Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

УДК 629.113.004

КОМПЛЕКСНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ КОМПЛЕКТОВАНИЯ  
ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ДИЗЕЛЕЙ  
COMPLEX TECHNOLOGY OF GATHERING OF DIESEL  
PLUNGER PAIRS

В.С. Ивашко, д-р техн. наук, проф., К.В. Буйкус, канд. техн. наук,  
доц., В.М. Изоитко, канд. техн. наук  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

V. Ivashko, Doctor of technical Science, Professor, K. Buikus, Ph.D. in  
Engineering, Associate Professor, V. Izoitko, Ph.D. in Engineering  
Belarusian national technical university Minsk, Belarus

Предлагается комплексная технология обеспечения функциональной взаимозаменяемости плунжерных пар в одном топливном насосе. Технический результат выражается в создании условий испытания близким к условиям эксплуатации и обеспечении стабильности условий испытания.

Complex technology for ensuring the functional interchangeability of plunger pairs in a single fuel pump is proposed. The technical result is expressed in the creation of test conditions close to operating conditions and ensuring the stability of the test conditions.

## ВВЕДЕНИЕ

Надежность и топливная экономичность дизелей в эксплуатационных условиях во многом зависят от качества изготовления и комплектования топливных насосов высокого давления (ТНВД) плунжерными парами.

Вследствие технологических факторов при изготовлении каждая плунжерная пара имеет собственные отклонения геометрических параметров плунжера и втулки относительно номинальных значений.

Способы комплектования ТНВД плунжерными парами по данным цикловой подачи или максимального давления, развиваемого плунжерной парой при пусковых оборотах коленвала, не обеспечивают совместимости плунжерных пар для работы в одном насосе вследствие не учета ряда функциональных факторов (температуры, вязкости топлива, степени отклонений геометрических параметров),



что вызывает рост неравномерности топливоподачи по цилиндрам двигателя при эксплуатации, разброс ресурсных показателей плунжерных пар, работающих в одном ТНВД, снижение мощностных и экономических показателей дизеля.

## ТЕХНОЛОГИЯ КОМПЛЕКТОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ДИЗЕЛЕЙ

Комплексная технология обеспечения функциональной взаимозаменяемости плунжерных пар в одном ТНВД, заключается в том, что плунжерные пары испытывают в контрольном ТНВД и регистрируют подачу топлива при положении рейки и частоте вращения вала, соответствующими положению рейки и частоте вращения вала ТНВД, установленного на двигатель, на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента [1].

Функциональная взаимозаменяемость плунжерных пар определяется равенством величин подачи топлива на указанных режимах.

До начала испытаний проводят коррекцию вязкости топлива, находящегося в топливном баке.

Микропроцессор блока управления включает нагревательный элемент, который прогревает плунжерную пару в контрольном ТНВД до температуры 45 °С. Таким образом обеспечивается стабильность условий испытания плунжерных пар при определении показателей технического состояния, причем условия испытания приближены к реальным условиям работы плунжерных пар в ТНВД.

В начале микропроцессор выставляет частоту вращения вала контрольного ТНВД, соответствующую частоте вращения вала ТНВД, установленного на двигатель, на режиме максимального крутящего момента, и выставляет рейку в положение, соответствующее режиму работы двигателя с максимальным крутящим моментом.

Датчики расхода и температуры топлива на входе в каждую плунжерную пару, датчики температуры топлива на выходе из плунжерной пары, датчик подачи топлива на выходе форсунки снимают соответствующие показания и передают их в микропроцессор.

Микропроцессор приводит измеренные датчиком величины подач  $Q_{И}$  для разных плунжерных пар к одинаковым условиям, корректируя с помощью коэффициента коррекции подачи в зависимости от степени отклонения величины начальной подачи  $Q_{Н}$ , измеренной датчиком на входе в плунжерную пару, от заранее фиксированного значения подачи  $Q_{Р}$  по формуле:

$$Q_{II} = Q_{II} k_Q, \quad (1)$$

$$k_Q = \frac{Q_{II}}{Q_P}, \quad (2)$$

где  $k_Q$  – коэффициент коррекции подачи;  $Q_{II}$  – начальная подача, мм<sup>3</sup>/с;  $Q_P$  – заранее фиксированного условного значения подачи, мм<sup>3</sup>/с.

Микропроцессор корректирует измеренные величины подачи с учетом температуры топлива на входе и выходе плунжерной пары по формуле:

$$Q_K = \frac{Q_{II}}{k(t_\phi - t)}, \quad (3)$$

где  $Q_K$  – скорректированная подача, мм<sup>3</sup>/с;  $Q_{II}$  – измеренная датчиком подача, мм<sup>3</sup>/с;  $k$  – коэффициент термического расширения;  $t$  – температура топлива на входе в плунжерную пару, К;  $t_\phi$  – температура топлива на выходе из плунжерной пары, К.

Микропроцессор просчитывает среднее значение скорректированных подач за цикл на режиме максимального крутящего момента с каждым новым измерением для каждой в отдельности плунжерной пары.

Микропроцессор прекращает просчитывать среднее значение скорректированных подач за цикл на режиме максимального крутящего момента при отсутствии изменения значения скорректированной подачи за один цикл в течение 10 циклов (измерений).

После окончания измерений на режиме максимального крутящего момента микропроцессор выставляет частоту вращения вала контрольного ТНВД, соответствующую частоте вращения вала ТНВД, установленного на двигатель, на режиме номинальной мощности, и переводит рейку в положение, соответствующее режиму работы двигателя на номинальной мощности.

Каждой испытанной плунжерной паре присваивают личный номер с записью средних значений скорректированных подач за цикл на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности.

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

Данные о плунжерной паре вносят в память компьютера, который по равенству показателей средних значений скорректированных по-дач за цикл на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности подбирает комплект функционально взаимозаменяемых плунжерных пар в виде личных номеров плунжерных пар.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенная выше технология комплектования ТНВД обеспечивает снижение неравномерности подачи топлива насосными секциями до 5 %, более длительное сохранение регулировочных показателей в эксплуатации, повышение его надежности и топливной экономичности дизеля.

### ЛИТЕРАТУРА

1 Способ комплектования плунжерных пар топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей и устройство для его осуществления [Текст]: пат. 8084 Республики Беларусь: МПК<sup>7</sup> F 02 M 65/00 / В. С. Ивашко, К. В. Буйкус (РБ); № а20020813; заявл. 15.10.2002; опубл. 30.06.2006, Бюл. № 23. – 8 с.

УДК 629.114.2

**АКТИВНЫЙ КОНТРОЛЬ ПРОЦЕССА ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО  
НАПЫЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ**

**ACTIVE CONTROL OF THE THERMAL SPRAYING OF  
COATINGS**

**В.С. Ивашко, д-р техн. наук, проф., К.В. Буйкус, канд. техн. наук,  
доц., В.М. Изоитко, канд. техн. наук**

**Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

*V. Ivashko, Doctor of technical Science, Professor, K. Buikus, Ph.D. in  
Engineering, Associate Professor, V. Izoitko, Ph.D. in Engineering  
Belarusian national technical university Minsk, Belarus*

На основе анализа методов контроля технологического параметров процесса газотермического напыления покрытий предложена конструкция автоматизированной установки для активного контроля скорости наносимых частиц.

Based on the analysis of methods for monitoring the technological parameters of the thermal spraying of coatings the design of an automated installation for active control of the speed of spraying particles is proposed.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Вследствие многоступенчатости технологического процесса газотермического напыления контроль над ним наиболее целесообразно осуществлять на этапе подготовки частиц к взаимодействию с подложкой.

В настоящее время в технике применяется косвенный контроль качества газотермического напыления, который состоит в наблюдении за неизменностью подвода электрической энергии, расходов проволоки (порошка) и распыляющих газов и т. д.

При напылении покрытий высокоскоростными газотермическими методами одним из параметров двухфазного потока, влияющим на качество получаемого покрытия (прочность сцепления с основой, пористость, когезионная прочность и др.), является скорость расплавленных (подплавленных) частиц наносимого материала.

## АНАЛИЗ МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ СКОРОСТИ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ

В связи с повышением требований к качеству покрытий обнаружилось значительное несовершенство косвенного метода контроля. Оно обусловлено, прежде всего, тем, что за свойства газотермических покрытий ответственно значительное число параметров. Контроль каждого параметра осуществляется с какой-то малой погрешностью, но вследствие большого количества этих погрешностей газотермическое устройство может выйти из заданного технологического режима.

Также необходимо учесть тот факт, что в распылительном устройстве постоянно изменяются геометрии быстроизнашивающихся деталей, что приводит к существенному изменению параметров газотермической струи, и, следовательно, интенсивности теплообмена и ускорения частицы в двухфазном потоке.

К тому же, при газотермическом напылении на некоторые детали требуется плавная регулировка параметров частиц по заданной программе (напыление многослойных покрытий, особенно разными материалами, напылении изделий неодинаковой толщины и сложной геометрической формы).

Косвенный контроль параметров не позволяет оперативно переключать рабочий режим установки из-за отсутствия однозначных теоретических зависимостей скорости и температуры частиц от того или иного параметра.

Все указанные выше недостатки могут быть устранены применением прямого непосредственного контроля скорости частиц в газотермической струе путем прямых измерений.

Результаты теоретических исследований движения частиц в газотермических потоках показали, что вследствие многообразия элементарных физико-химических процессов при газотермической обработке существующие методы позволяют получать только оценочные результаты. Поэтому для развития и совершенствования теоретических методов, для выбора оптимальных режимов уже реализующихся в технике процессов, для разработки методов и аппаратуры контроля необходимо проведение экспериментальных исследований. Наиболее значительные результаты в этом направлении получены при изучении ускорения частиц газотермическим потоком.

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

В [1] детально изложены применяющиеся в экспериментах методы определения скорости частиц. В основу их положено определение расстояния и времени прохождения его частицей на определенном участке траектории. Различия в методах обусловлены методикой визуализации базисного расстояния или способом измерения времени.

Также в практике получил распространение способ непрерывной фото регистрации с использованием скоростной видеокамеры.

Предложен метод определения скорости частиц, основанный на регистрации времени перекрытия проходящего через двухфазный поток лазерного излучения частицами известного размера. Сравнительно простой анализ движения и состояния частиц в газотермической струе показывает, что данный метод будет иметь значительные погрешности.

Нами предлагается установка, лишенная указанных выше недостатков [2–4].

Установка для измерения скорости потока частиц предназначен для автоматизации активного контроля процесса напыления покрытий высокоскоростными газотермическими методами.

Установка обеспечивает автоматизацию, повышенную точность и дистанционность процесса измерения скорости потока частиц при газотермическом напылении и состоит из оптико-механического блока со светочувствительным микродатчиком, блока управления, аналого-цифрового преобразователя, согласующего устройства и персонального компьютера.

Измерение скорости частиц потока в установке основано на связи скорости потока со скоростью развертки светящегося пучка линии треков частиц потока.

Работа установки осуществляется следующим образом: после стабилизации потока частиц, корпус установки монтируют так, что ось оптической системы должна быть перпендикулярна потоку частиц, на расстоянии от потока частиц до объектива, равном оптической базе устройства и обеспечивающем четкое изображение развертки при выбранном масштабе изображения, определяемом конструкцией устройства.

Компьютер, выполняя команды программы, управляет оптико-механическим блоком со светочувствительным микродатчиком, про-

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

изводит вычисления текущей скорости потока частиц с выводом результата на экран монитора с выдачей рекомендаций по оптимизации параметров режима газотермического напыления.

Установка может быть использована для измерения скоростей и других потоков, способных излучать или отражать световой поток (например, скорость дроби при струйно-абразивной обработке).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана установка для измерения скорости потока частиц, позволяющая вести активный контроль одного из главных параметров двухфазного потока напыляемых частиц газотермическими методами. Малогабаритность, оперативность измерений, удобство в работе позволили получать надежные результаты.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Книга 1. Измерительные устройства, преобразующие элементы и устройства [Текст] / Под ред. В. В. Солодовникова. – М. : Машиностроение, 1973. – 671 с.
2. Устройство для измерения скорости потока частиц [Текст] : Пат. РБ № 597 : МПК G 01 P 5/00 / К. В. Буйкус (РБ). – № u20010306 ; заявл. 21.12.2001 ; опубл. 30.09.2002.
3. Устройство для измерения скорости потока частиц [Текст] : Пат. РБ № 5973 : МПК G 01 P 5/00 / К. В. Буйкус, В. М. Изойтко (РБ). – № a19990657 ; заявл. 01.07.1999 ; опубл. 30.03.2004.
4. Буйкус, К. В. Автоматическая установка для измерения скорости потока частиц [Текст] // Современные направления развития производственных технологий и робототехника: Материалы междунар. науч.-практ. конф., Могилев, 22-23 апр. 1999 г. – Могилев : МГТУ, 1999. – С. 66.

УДК 656.1

НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ В СОВРЕМЕННЫХ  
УСЛОВИЯХ

RELIABILITY OF MAZ AUTOMOBILES IN MODERN  
CONDITIONS

В.С. Ивашко<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф., И.В. Матвиенко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Белорусский национальный технический университет, г. Минск,  
Беларусь

<sup>2</sup>Государственный комитет по науке и технологиям  
Республики Беларусь, г. Минск, Беларусь

V. Ivashko<sup>1</sup>, Doctor of technical Science, professor, I. Matvienko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

<sup>2</sup>State Committee on Science and Technology of the Republic  
of Belarus, Minsk, Belarus

Рассмотрено краткое обоснование необходимости проведения работ по исследованию эксплуатационной надежности коммерческих автомобилей МАЗ. Приведены основные результаты подобных исследований.

A brief substantiation of the need to carry out research on the operational reliability of MAZ commercial vehicles is considered. The main results of such studies are given.

## ВВЕДЕНИЕ

Эффективность конкуренции белорусского производителя грузовой автотехники на мировом рынке обеспечивается в том числе успешной реализацией производственных мероприятий по повышению уровня эксплуатационной надежности продукции МАЗ. Разрабатываемые мероприятия внедряются как на стадиях проектирования автотехники, так и на стадиях ее эксплуатации.

## ОРГАНИЗАЦИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ

Одной из важнейших задач, решение которой обеспечивает необходимый уровень эксплуатационной надежности автотранспортных средств, является определение уровня безотказности в период их эксплуатации и его сравнении со значениями, заложенными на стадии



## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

конструирования и производства. Сбор и анализ информации об отказах и неисправностях узлов, агрегатов и деталей автомобилей при эксплуатации, при помощи существующих математических моделей прогнозирования надежности позволяет разработать конструкторско-производственные и эксплуатационные мероприятия, влияющие на повышение уровня безотказности автотранспорта. Вместе с тем, существующие научные и методические разработки по безотказности не в полной мере учитывают актуальные эксплуатационные факторы и требования, предъявляемые к современному коммерческому автотранспорту.

С целью организации системы мониторинга безотказности коммерческого транспорта в эксплуатации, в опорных автотранспортных предприятиях организуется подконтрольная группа транспорта [1]. Систематический осмотр подконтрольной группы при эксплуатации, фиксирование неисправностей при проведении технического обслуживания и текущего ремонта транспорта, позволяет собрать необходимый минимальный объем информации об эксплуатационной надежности для ее дальнейшего анализа и разработки необходимого комплекса мероприятий. Данные по подконтрольному транспорту заносятся в информационную карту, являющуюся первичным документом для проведения дальнейших научных исследований.

Непосредственное наблюдение за подконтрольной группой транспорта требует значительных трудовых ресурсов и материальных затрат. С учетом этого, в практических исследованиях не всегда представляется возможным сформировать необходимую выборку подконтрольного коммерческого транспорта достаточно большого объема, обеспечивающую получение достоверных показателей надежности.

Оценка показателей надежности транспорта по выборкам малого объема позволяет на основе анализа баз данных первичной информации (информационных карт) о надежности и ее обработки решать задачи по [2]:

определению узлов и деталей, лимитирующих надежность агрегатов и систем;

определению комплексных показателей эксплуатационной надежности транспорта (коэффициент готовности, коэффициент вы-

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

пуска, коэффициент использования грузоподъемности (статический), коэффициент использования грузоподъемности (динамический), коэффициент использования пробега);

расчету оптимального ресурса автотранспорта.

Применение методики исследования надежности по выборкам малого объема также позволяют определять [3]:

трудоемкость ремонта при устранении неисправностей отказавших деталей, стоимость применяемых запасных частей;

причину отказа и повреждения изделий;

ресурс изделий, в том числе лимитирующих надежность;

расчетную норму расхода запасных частей.

Результаты проводимых исследований, а также анализ выявленных закономерностей, позволяют разрабатывать мероприятия по корректировке объемов и сроков проведения технического обслуживания транспорта.

Полученные результаты исследования с учетом анализа информации по сервису и гарантии автомобильной техники сервисной сети МАЗ, позволяют комплексно анализировать виды, последствия и критичности отказов узлов, деталей и агрегатов. Учет данных, полученных согласно заключений комплексного анализа, при проектировании и производстве автомобильной техники МАЗ позволяет обеспечить повышение уровня эксплуатационной надежности на величину до 20 %.

Достоинством исследований является проведенный расчет оптимального ресурса, применение которого при определении норм рентабельности эксплуатации автотранспорта, позволит обеспечить необходимый уровень конкурентоспособности отечественных перевозчиков на международных рынках транспортных услуг, делая возможным его повышение на величину до 15 %.

ОАО «МАЗ» также проводит курс мероприятий по улучшению сервисного обслуживания автотехники путем создания новых сервисных центров, улучшения эффективности работы с покупателями через дилерскую сеть, обучения специалистов, проводящих техническое обслуживание и ремонт, в том числе, с использованием методик, разработанных с учетом результатов по анализу информации о надежности, что в свою очередь позволяет в дальнейшем обеспечить

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

повышение качественное улучшение технико-экономических показателей эксплуатации автотранспортных средств МАЗ и повышение уровня их эксплуатационной надежности на величину до 20%.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Реализация политики в области качества ОАО «МАЗ» позволила предприятию стать одним из крупнейших предприятий в Восточной Европе по выпуску пассажирской и большегрузной автомобильной технике. Достигнутые результаты в области качества производимой продукции позволили ОАО «МАЗ» в январе-августе 2017 года увеличить на 46 % продажи грузового транспорта по сравнению с предыдущим аналогичным периодом, продажи пассажирской техники увеличились почти в 4 раза.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Организация сбора данных об отказах деталей, влияющих на безопасность движения подвижного состава автомобильного транспорта. Руководящий технический материал. РТМ 03-79. Мн. 1979. – 8 с.
2. Ивашко, В.С. Исследования надежности автомобилей МАЗ в реальных условиях эксплуатации. /В.С. Ивашко, И.В. Матвиенко, С.Б. Соболевский //Изобретатель. – 2012. – № 11. – с. 41-44.
3. Ивашко, В.С. Сравнительная оценка экономической эффективности эксплуатации зарубежных автомобилей. /В.С. Ивашко, И.В. Матвиенко, С.Б. Соболевский //Изобретатель. – 2014. – № 12. – С. 37-39.

УДК 629.113

**ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ  
АВТОМОБИЛЕЙ**

EVALUATION OF OPERATIONAL PROPERTIES OF CARS

**А.В. Бажинов, д-р техн. наук, проф.,**

**Т.А. Бажинова, канд. техн. наук**

**Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина**

**A. Bazhinov, Doctor of technical Sciences, Professor,**

**T. Bazhinova, Ph.D. in Engineering**

**National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine**

Получены методы определения показателей оценки качества автомобилей по энергетическим параметрам, которые учитывают эксплуатационные условия работы, создают необходимые условия и возможности, направленные на совершенствование конструкции, повышение имиджа марки и увеличение объема продаж автомобилей. Предложена система методических аспектов использования разработанных методов и определение рационального выбора оценки показателей качества автомобилей на этапе эксплуатации.

Methods have been developed for determining indicators for assessing the quality of cars based on energy parameters, which take into account operational conditions of work, create the necessary conditions and opportunities aimed at improving the design, increasing the brand image and increasing the sales of cars. A system of methodical aspects of the use of the developed methods and determination of a rational choice of an estimation of indicators of quality of cars at a stage of operation is offered.

## **ВВЕДЕНИЕ**

На сегодняшний день выбор легкового автомобиля затруднено, поскольку проводится в условиях дефицита информации. Это объясняется: неудовлетворительной работой системы испытаний автомобилей в Украине; закрытостью эксплуатационных отказов сервисными предприятиями; ограниченностью и, в значительной степени, рекламным характером предоставляемой заводами-изготовителями; отсутствием централизованного банка, содержащий объективную

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

информацию по фактическим показателям технико-эксплуатационных свойств автомобилей; сложностью сопоставления информации, получаемой из различных источников и др. При этом следует учитывать, что легковые автомобили, имеющие определенные назначения, имеют различные свойства в зависимости от внешних условий, в которых они используются.

### ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Для оценки качества автомобилей разработаны эксплуатационные показатели. Важными критериями оценки показателей качества автомобилей на этапе эксплуатации является функциональная стабильность, экология, комфорт, технические решения, безопасность движения.

Качество автомобиля с учетом его уровня функциональной стабильности и энергоемкости на этапе эксплуатации оценивается с позиции периодичности выполнения технических воздействий, энергозатрат и стоимости работ по техническому обслуживанию и ремонту.

В период динамичного роста высоко-конкурентного автомобильного рынка постоянно повышается уровень комфорта как водителя, так и пассажиров. Это достигается за счет улучшения конструкции автомобиля, то есть размеров салона, багажника, колеи колес и колесной базы, а также уровня шума и температуры в салоне.

Безопасность автомобиля характеризуется тормозными качествами, габаритами и наличием дополнительных опций, обеспечивающих безопасные условия работы водителя. Обобщающим показателем активной безопасности является тормозной коэффициент, а пассивной безопасности - количество звезд, полученных в рейтинге безопасности EuroNCAP Европейской программы проверки пассивной безопасности серийных легковых автомобилей.

Экологическую безопасность автомобилей можно оценить путем комплексного анализа ряда технико-экономических проблем, включая закономерности образования токсичных и канцерогенных веществ, техногенное загрязнение атмосферы, исследования топливно-экологических показателей двигателей и другие. Критерий суммарной токсичности является многомерным вектором, который трудно выразить одним числом. Поэтому, оценить качество экологической

Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

безопасности автомобиля можно существенно упростить, если за базовую норму стандарта (Евро 6) принять оксид азота (NOx) равной 0,06 г/км для бензиновых и 0,08 г/км для дизельных двигателей, а расход топлива принять за минимальную.

Критерий качества технических решений определяется на основании анализа значений показателей аналогов, которые отражают лучшие мировые тенденции их развития. К значениям показателей оценки качества технических решений автомобиля относятся расход топлива, масса автомобиля, время разгона до 100 км/ч, максимальная скорость.

Из уравнения следует, что чем меньше интегральный критерий, тем выше качество легкового автомобиля. Математическая модель интегрального критерия оценки качества автомобилей с учетом средней скорости движения составит:

$$K_1 = F + Z(40 + 0,2 \cdot V_a) + (A + D) / V_a, \quad (1)$$

$$\text{где } F = \left[ \left( \frac{1,8 S_T}{S_{T \min} N_3} \right) + \frac{0,036 H_{\text{л min}} \cdot t_p \cdot \rho_T \cdot V_{\text{max}}}{G_a} \right]; \quad (2)$$

$$Z = \frac{L_6 \cdot K_K}{128 L_K}; \quad (3)$$

$$A = \frac{0,079 N_{\text{max}} \cdot g_{\text{emin}} \cdot C_T \cdot L_T}{C_{\text{авт}} \cdot \rho_T}; \quad (4)$$

$$D = \frac{0,0033 H_{\text{л min}} \cdot V_{\text{max}}}{K_{\text{NO}_x}}, \quad (5)$$

где  $V_a$  – средняя скорость, км/ч;  $S_{T \min}$  – минимальный тормозной путь (31,3 м), м;  $S_T$  – тормозной путь при скорости 100 км/ч, м;  $N_3$  – количество звезд, полученных в оценочном рейтинге крэш-тестов;  $H_{\text{л min}}$  – минимальный расход топлива автомобилем, л/100 км;  $t_p$  – время разгона от 0 до 100 км/ч, с;  $\rho_T$  – удельный вес топлива, кг/л;  $V_{\text{max}}$  – максимальная скорость, км/ч;  $G_a$  – масса автомобиля, кг;  $L_6$ ,

### Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

$L_k$  – соответственно база и колея колес автомобиля, м;  $N_{max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;  $g_{min}$  – минимальное значение удельного расхода топлива, г/кВт·ч;  $C_T$  – стоимость одного литра топлива, грн;  $L_T$  – гарантийный пробег автомобиля, км;  $C_{авт}$  – стоимость нового автомобиля, грн;  $K_{NOx}$  – допустима норма оксида азота за стандартом (Євро-6), г/км.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные исследования и полученные методы оценки показателей качества автомобилей позволяют обеспечить получение оперативной информации об особенностях эксплуатации в условиях Украины, на основе которой, для производителей автомобильной техники создаются необходимые условия и возможности, направленные на совершенствование конструкции автомобилей, поднятия имиджа марки автомобилей и увеличение объема продаж.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Бажинова Т.А. Оценка качества технических решений в конструкции легковых автомобилей. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2012. Вып. 55. С. 49–51.
2. Бажинов А.В., Бажинова Т.А. Методика расчета числа дорожно-транспортных происшествий в регионе. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту.* 2014. № 4. С. 15-18.
3. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Двадненко В.Я. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с.

УДК 621.7

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ  
ЭЛЕКТРОИСКРОВОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ  
КАЧЕСТВА ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ  
THEORETICAL BACKGROUND THE USE OF ELECTRICAL  
DISCHARGE PROCESSING TO IMPROVE THE QUALITY OF  
THERMAL SPRAY COATINGS

В.С. Ивашко, д-р техн. наук, проф., К.В. Буйкус, канд. техн. наук,  
доц., В.М. Изоитко, канд. техн. наук

Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь

V. Ivashko, Doctor of technical Science, Professor, K. Buikus, Ph.D. in  
Engineering, Associate Professor, V. Izoitko, Ph.D. in Engineering  
Belarusian national technical university Minsk, Belarus

Предлагается технология повышения адгезионной и когезионной прочности газотермических покрытий путем их послойной электроискровой обработки в процессе напыления.

A technology for increasing the adhesion and cohesion strength of a thermal spray coatings by layer-by-layer electric spark processing in the of spraying.

## ВВЕДЕНИЕ

Благодаря высокой производительности и антифрикционным свойствам газотермическое напыление (плазменное, газопламенное, электродуговое) стало наиболее распространенным методом восстановления и повышения износостойкости рабочих шеек валов и осей [1]. Однако для покрытий, получаемых электродуговым напылением, добиться высокой адгезионной прочности с основой и когезионной прочности между слоями — основные параметры качества газотермического покрытия — стандартными методами приводит к значительному удорожанию и усложнению процесса.

## ПОСЛОЙНАЯ ЭЛЕКТРОИСКРОВАЯ ОБРАБОТКА

Сущность разработанной технологии заключается в послойной электроискровой обработке напыляемого покрытия.



## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

При искровом разряде происходит разогрев поверхности электрода инструмента (анод), а на поверхности катода (деталь с покрытием) происходят металлургические процессы, приводящие к местному расплавлению и перемешиванию материала катода и анода. Таким образом, первый нанесенный слой газотермического покрытия микроточечно приваривается к основе, а затем каждый последующий слой приваривается к предыдущему.

Регулируя мощность разрядов и их количество на единице площади, можно добиться необходимой для конкретного покрытия прочности сцепления с основой.

Химические элементы материала электрода, участвуя в металлургических процессах, могут повышать триботехнические характеристики покрытия.

В качестве метода определения адгезионной прочности покрытия использовали штифтовой метод испытания на отрыв. Образец испытывали при нагружении на разрывной машине Instron.

Предварительные результаты исследования адгезионной и когезионной прочности покрытий из стали 40Х13, напыленных электродуговым напылением на поверхность образца из стали 45, показали увеличение указанных показателей в среднем в 1,5-2 раза в зависимости от количества разрядов на 1 см<sup>2</sup>.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемая технология электродугового напыления с одновременной послойной электроискровой обработкой позволяет повысить адгезионную и когезионную прочность покрытия, а также снизить требования к подготовке поверхности под напыление и снять ограничения по времени активного состояния поверхности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ивашко, В.С. Повышение физико-механических свойств газотермически напыленных покрытий при механическом воздействии в процессе формирования покрытий / В. С. Ивашко, К. В. Буйкус / Тезисы докладов LXXIII научовой конференції ПВС університету. – Киев: ИТУ, 2017. – С. 56–57.

УДК 656.13+621.43+681.51

МЕТОДИКА ПОЛУЧЕНИЯ И АНАЛИЗА СКОРОСТНЫХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ

METHOD OF RECEPTION AND ANALYSIS OF SPEED  
CHARACTERISTICS OF VEHICLES IN CONDITIONS  
OF OPERATION

В.П. Волков<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф., И.В. Грицук<sup>2</sup>, д-р техн. наук, проф.,  
Ю.В. Грицук<sup>3</sup>, канд. техн. наук, доц., Ю.В. Волков<sup>1</sup>,

<sup>1</sup>Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
г. Харьков, Украина,

<sup>2</sup>Херсонская государственная морская академия, г. Херсон, Украина,

<sup>3</sup>Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,  
г. Краматорск, Украина,

V. Volkov<sup>1</sup>, Doctor of technical Sciences, Professor, I. Grytsuk,  
Doctor of technical Sciences, Professor, Yu. Grytsuk, Ph.D.  
in Engineering, Associate Professor Assoc. Professor, Yu. Volkov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov,  
Ukraine,

<sup>2</sup>Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,

<sup>3</sup>Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture,  
Kramatorsk, Ukraine

В статье рассмотрены особенности определения скорости автомобиля в условиях эксплуатации с использованием средств ITS. Предложенная методика позволяет в оперативном режиме на основе информационных и аппаратно-программных возможностей дистанционного мониторинга и конкретной системы управления осуществлять определение скорости транспортного средства в условиях эксплуатации.

The article represents the features of determining the speed of the vehicle in the operation conditions using the ITS. The offered method allows in the operational mode on the basis of information and hardware software capabilities of remote monitoring and a specific control system to determine the speed of the vehicle in the operation conditions.

## ВВЕДЕНИЕ

В связи с применением на автомобилях встроенной бортовой диагностики, развитием спутниковых систем навигации и мобильной связи, современных IT-технологий появилась возможность осуществлять дистанционный мониторинг уровня технического состояния транспортного средства (ТС). Это в свою очередь позволяет перейти к адаптивной системе технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) автомобилей, ключевым моментом которой является разработка информационно-коммуникационной системы и информационных программных комплексов, обеспечивающих путем мониторинга дистанционное получение необходимой текущей информации от ТС, её обработку и выработку корректирующих воздействий.

## ПОЛУЧЕНИЕ И АНАЛИЗ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Для определения скорости движения транспортного средства с учетом условий эксплуатации исследуемый участок пути разбивали на участки в зависимости от формирования геозон. Подход был следующий. В первую очередь выделяли геозоны городов с ограничением максимальной скорости движения по требованиям ПДД 80 км/ч и геозоны за городом с ограничением максимальной скорости движения по требованиям ПДД 130 км/ч. Результаты формирования геозон показаны на рис. 1.

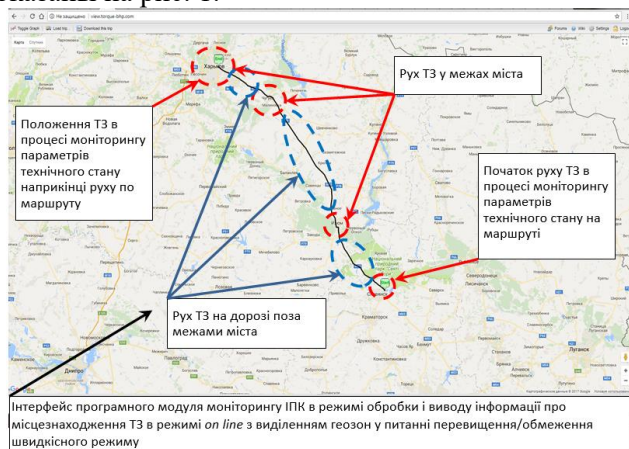


Рисунок 1 – Формирование геозон исследуемого участка

## Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

Таким образом, в результате анализа использования ТС в условиях эксплуатации на основе отчета, было сформировано 8 геозон, скорость движения ТС в геозонах устанавливалась следующим образом: в геозонах 1, 3, 5, 7 было установлено ограничение 130 км/ч (для условий движения ТС за городом), а в геозонах 2, 4, 6, 8 – 80 км/ч (для условий движения ТС в городе).

Значение  $V_{cp}$  на рис. 2 было получено по следующим зависимостям (в порядке расчета по приведенным формулам):

$$V_{cp} = S_{\Sigma i} / t_{\Sigma \text{дв } i} \quad (1)$$

$$V_{cp} = S_{\Sigma i} / (t_{\text{дв}} + t_{\text{см}})_{\Sigma i} \quad (2)$$

$$V_{cp} = \sum (S_i / t_{\text{дв } i}) / n_i \quad (3)$$

$$V_{cp} = \sum (S_i / (t_{\text{дв}} + t_{\text{см}})_{i}) / n_i \quad (4)$$

$$V_{cp} = \sum V_{GPS \text{ cp } i} / n_i \quad (5)$$

$$V_{cp} = \sum V_{OBD \text{ cp } i} / n_i \quad (6)$$

где  $V_{cp}$  – средняя скорость движения ТС в пределах расстояния движения;  $S_{\Sigma i}$  – сумма расстояний  $i$ -ых участков;  $t_{\Sigma \text{дв } i}$  –  $\Sigma$  времени движения ТС на  $i$ -м участке в пределах расстояния движения;  $(t_{\text{дв}} + t_{\text{см}})_{\Sigma i}$  –  $\Sigma$  времени движения, остановки и стоянки ТС на  $i$ -м участке в пределах пути движения;  $n_i$  – количество участков;  $V_{GPS \text{ cp } i}$  – средняя GPS скорость движения ТС в пределах каждого  $i$ -го участка, полученная из отчета;  $V_{OBD \text{ cp } i}$  – средняя OBD скорость движения ТС в пределах каждой  $i$ -го участка, полученная из отчета.

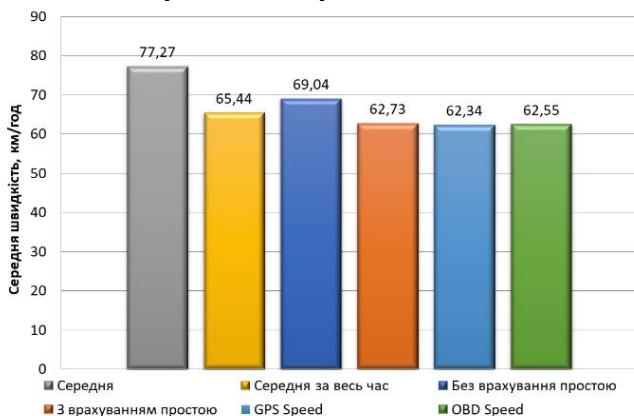


Рисунок 2 – Результаты определения изменения средней скорости движения ТС

## Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

После обработки полученных параметров получают разные средние скорости движения ТС. В результате анализа средних скоростей в дальнейших расчетах используется скорость  $V_{ср} = 62,55$  км/ч, так как именно это значение наиболее корректно учитывает ограничения геозон в части ограничений по движению в городе и вне его, а также условия эксплуатации ТС. Полученное значение в дальнейшем может быть использовано для определения условий эксплуатации транспортного средства информационными методами.

На рис. 3 приведены относительное отклонение полученных скоростных характеристик от принятой скорости.

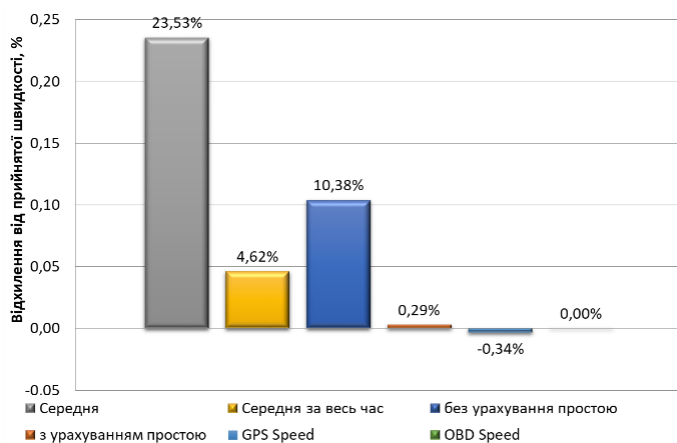


Рисунок 3 – Относительные отклонения средней скорости движения ТС

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенного исследования получен метод обработки результатов мониторинга параметров технического состояния ТС в условиях эксплуатации. В результате появляется возможность получить значения средних скоростей движения для участка с учетом геозон, расхода топлива и относительного коэффициента изменения скорости движения, который является основным ориентиром при определении условий эксплуатации автомобиля.

УДК 629.331.08

**ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОТОР-ТЕСТЕРА ПРИ  
ДИАГНОСТИРОВАНИИ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ  
АВТОМОБИЛЯ**  
FEATURES OF USING A MOTOR-TESTER IN DIAGNOSTICS OF  
A MODERN CAR SYTEMS

Е.Л. Савич, канд. техн. наук, проф.,  
канд. техн. наук, доц. А.С. Гурский, И.А. Серебряков  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь  
E. Savich, Ph.D. in Engineering, Professor, A. Gursky, Ph.D.  
in Engineering, Associate Professor, I.A. Serebryakov  
Belorussian national technical university, Minsk, Belarus

Показаны результаты исследований по возможностям мотор-тестера для уточнения диагноза неисправностей автомобиля.

The results of motor-tester opportunities research are described. It is using for car diagnostics refinement.

## ВВЕДЕНИЕ

Повсеместно существующие сканирующие приборы (сканеры) не всегда однозначно могут выдавать ошибки (неисправности) автомобиля, так как при определении технического состояния нельзя в полной мере без наблюдения за динамикой работы системы определить действительное ее состояние. В связи с этим целесообразно совместно со сканером использовать и мотор-тестер, расширенные возможности которого на примере FSA 500 исследованы на кафедре «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОТОР-ТЕСТЕРА ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

Особую ценность мотор-тестеров это возможность проверки в динамике неисправностей характера электрических процессов, протекающих в цепях низкого и высокого напряжения.

Сигналы от приборов системы зажигания поступают в мотор-тестер от специальных датчиков. Чтобы не нарушать работу системы

зажигания, для снятия сигнала от цепи вторичного напряжения применяют специальный накладной датчик емкостного типа.

Ввиду перехода изготовителей на производство электронных систем зажигания, мотор-тестерами возможен анализ изменения напряжения как правило в первичной цепи. После размыкания контактов резко повышается напряжение в катушке зажигания и между электродами свечи проскакивает электрическая искра (линия 1) (рис.1). При оптимальном зазоре между электродами свечи зажигания (0,6...0,8 мм) и нормальном составе топливно-воздушной смеси в цилиндре искровой разряд начинается, когда разность потенциалов между электродами достигает примерно 10 кВ ( $U_{пр}$ ). Это происходит при размыкании контактов или при закрытии транзистора. Искра пробивает пространство между электродами, среда между ними ионизируется, и смесь воспламеняется.

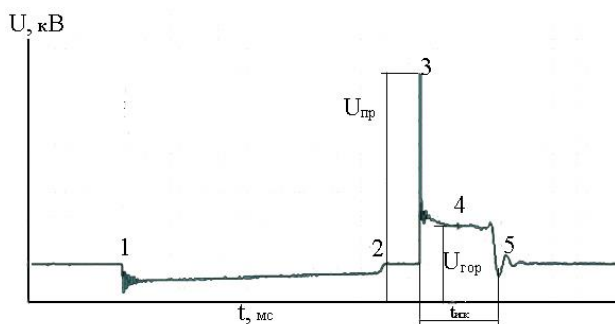


Рисунок 1 – Эталонная осциллограмма вторичного напряжения для системы зажигания с двумя катушками:

$U$  – напряжение;  $U_{пр}$  – напряжение пробоя;  $U_{гор}$ ,  $t_{иск}$  – напряжение и время горения искры; 1 – участок накопления энергии в катушке зажигания; 2 – участок перехода коммутатора в режим ограничения тока в первичной цепи; 3 – участок пробивного напряжения; 4 – участок горения искры; 5 – участок конца горения искры и начало затухающих колебаний

После накопления энергии в магнитном поле катушки зажигания (момент открытия силового транзистора коммутатора) перехода коммутатора в режим ограничения тока в первичной цепи происходит пробой искрового промежутка свечи (участок 3). Участок 4 отражает время ( $t_{иск}$ ) и характер горения электрической искры. Электрическое

сопротивление среды и напряжение между электродами при этом резко падает до  $1 \dots 2$  кВ ( $U_{гор}$ ). Длительность этого участка характеризует энергию искры, существенно влияющую на качество воспламенения рабочей смеси. Через  $0,7 \dots 1,5$  мс после окончания процесса горения смеси вблизи электродов становится все меньше ионизированных частиц, поэтому сопротивление среды возрастает и напряжение между электродами свечи немного увеличивается. При этом энергии напряжения для поддержания искры недостаточно, в результате чего искра затухает. При исчезновении тока вторичного напряжения остаточная энергия вызывает затухающие колебания на участке 5.

Для полной диагностики системы зажигания важны два параметра: напряжение и длительность горения искры. Если напряжения пробоя и горения искры выше нормы, а длительность горения искры больше  $1,5$  мс (рис.2,а), основными причинами являются неисправности свечи зажигания, катушки зажигания, заливание свечи топливом или маслом. При отсутствии участка горения (рис.2.б) и амплитуде напряжения пробоя выше нормы идет высоковольтный колебательный процесс (как зеркало повторяющий колебания в первичной обмотке катушки зажигания), что означает обрыв провода, идущего к свече проверяемого цилиндра. Если процесс горения наблюдается, но напряжение значительно ниже нормы, а время горения больше  $2,5 \dots 3,0$  мс, значит, закорочен высоковольтный провод (рис. 2,в).

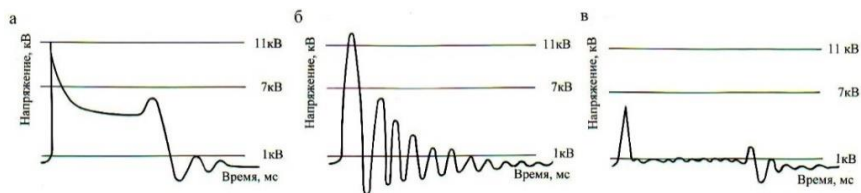


Рисунок 2 - Участки осциллограмм при неисправностях системы зажигания:  
а – напряжение пробоя, напряжение горения искры и время горения искры выше нормы; б – напряжение пробоя выше нормы и отсутствует участок горения;  
в – напряжение пробоя и горения ниже нормы, время горения искры выше нормы

При установившемся режиме работы проверяется относительная компрессия по цилиндрам (рис. 3) по амплитуде пульсаций тока, потребляемого стартером при прокрутке коленчатого вала в момент,



## Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

когда поршень в исследуемом цилиндре приближается к ВМТ, а ее величина определяется и по сравнению столбиковых диаграмм силы тока в разных цилиндрах



Рисунок 3 – Результаты проверки относительной компрессии

С помощью мотор-тестера дополнительно к сканеру можно определять: величину давления газов, например, воздуха, при сжатии его в цилиндре (компрессия) или разряжение во впускном трубопроводе; давление жидкости, например, топлива в системах топливоподачи. С помощью осциллографа можно проверять датчики системы управления автомобилем по осциллограммам и силе тока, напряжению и сопротивлению, генераторную установку, шины CAN.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показывают, что для достоверности постановки диагноза при определении неисправностей электронных систем управления автомобилем недостаточно наличие только сканера и дополнительно требуется использование мотор-тестера.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Савич Е.Л. Техническая эксплуатация автомобилей: учеб. пособие. В 3 ч. Ч 2. Методы и средства диагностики и технического обслуживания автомобилей / Е.Л. Савич – Минск: Новое Знание; М. : ИНФРА-М, 2015. – 364 с.; ил. – (Высшее образование).

УДК 621.9.048

РЕНОВАЦИЯ И УПРОЧНЕНИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ  
ВАЛОВ ДВС  
RENOVATION AND STRENGTHENING OF DISTRIBUTOR  
SHAFTS.

В. А. Протасевич<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц.,

А. В. Бодиловский<sup>2</sup>, канд. техн. наук, доц.

<sup>1</sup>Белорусский национальный технический университет,  
Минск, Беларусь

<sup>2</sup>УО «Белорусский государственный аграрный технический  
университет», г. Минск, Беларусь

V. Protasevich<sup>1</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

A. Bodilovsky<sup>2</sup>, Ph.D. in Engineering, Associate Professor

<sup>1</sup>Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

<sup>2</sup>Educational Establishment "Belarusian State Agrarian Technical  
University", Minsk, Belarus

Анализируются материалы по использованию упрочняющих технологий для восстановления распределительных валов ДВС, рассмотрены особенности электроискровой упрочняющей обработки, обеспечивающие уменьшение износа и повышение эксплуатационной надежности.

The materials on the use of reinforcing technologies for the reconstruction of the camshafts of ICE are analyzed, the features of the electrospark reinforcing treatment are provided that ensure a reduction in wear and increase in operational reliability.

## ВВЕДЕНИЕ

Восстановление деталей позволяет продлить и повысить ресурс машин. Стоимость восстановленных деталей составляет 30...50% от стоимости новой детали. Исследования показывают, что за счет восстановления и упрочнения сопряжений деталей их ресурс можно увеличить в 1,2...2,5 раза [1]. Распределительные валы ДВС работают в условиях высоких фрикционных нагрузок. Для изготовления распределительных валов в настоящее время применяют:

- среднеуглеродистые стали типа 40, 45, которые изготавливают штамповкой, а кулачки и опорные шейки упрочняют поверхностной закалкой токами высокой частоты;

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

- цементируемые стали 15Х, 15ХН, 18ХГТ, упрочняют цементацией с последующей поверхностной закалкой ТВЧ;

- литые валы из перлитного высокопрочного или серого модифицированного чугуна, упрочняют путем поверхностной закалки ТВЧ. Глубина упрочненного слоя должна составлять 2–5 мм, частота генератора равна 8–10 кГц, т.к. при меньшей частоте увеличивается глубина нагрева и деформация вала при закалке.

Недостатком термообработки является искажение формы изделия, что требует больших затрат на доводку. Цементация, борирование и азотирование поверхности занимают много времени, для них требуется непрерывное поддержание высокой плотности легирующего состава. При этом сложно обрабатывать большие площади. Деформация распределительного вала в этом случае минимальная по сравнению с другими методами.

## ТЕХНОЛОГИЯ РЕНОВАЦИИ И УПРОЧНЕНИЯ

Основные дефекты распределительных валов сводятся к износу и задирам на поверхностях кулачков и шеек, разрушению крепежных отверстий или резьбы в них, а также шпоночных пазов и посадочных мест под штифты, шкивы и шестерни [2]. Проведенный анализ материалов покрытий, показал, что наиболее подходящими по эксплуатационным свойствам для восстановления распределительных валов, являются твердосплавные покрытия. Наносить твердосплавные покрытия на рабочие поверхности распределительных валов возможно методами электродуговой металлизации, газопорошковой наплавки, индукционной наплавки, плазменной металлизации [3].

Нами проведены исследования технологии электроискрового наращивания рабочих поверхностей распределительных валов твердыми сплавами типа ВК. Получены положительные результаты. При этом одновременно успешно решаются как задачи восстановления размеров изношенных деталей (нанесение покрытия) так и увеличение твердости рабочих поверхностей (упрочнение). Однако покрытия, нанесенные электроискровым методом, имеют повышенную шероховатость, малую толщину и неравномерное распределение твердого сплава на восстанавливаемой поверхности. Поэтому увеличение толщины покрытий и одновременного повышения однородности упрочненных слоев является актуальной задачей.

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

Данную проблему решали путем циклической обработки нанесенных слоев и созданием условий для дальнейшего роста общей толщины покрытий при нанесении последующего упрочняющего слоя. Кроме того, производили периодическое последующее электроискровое оплавление микронеровностей покрытий медным электродом. Чередование таких циклов «нанесение - оплавление» позволяет получить упрочняющий слой требуемой толщиной до 1500 мкм и снизить шероховатость. После наращивания упрочняющего слоя поверхность может подвергаться механической обработке (шлифованию) в требуемый размер. Структурная неоднородность, нанесенного и механически обработанного покрытия, способствует задержке на контактной поверхности масла и является положительным эксплуатационным фактором, обеспечивающим повышение ресурса. Аппаратное осуществление метода выполняли экспериментально на основе двух способов: вибрационного или ротационного [4]. Получение электрических импульсов, необходимых для осуществления процесса, обеспечивает генератор импульсов (например, БИГ-4, БИГ-5 и т.п.). Сравнительные испытания двух способов упрочнения показали, что шероховатость и твердость покрытий возрастает с ужесточением режима обработки (увеличением рабочего тока) в обоих случаях. Полученные результаты объясняются тем, что формирование покрытия с помощью вращающегося электрода отличается от процесса упрочнения с вибрирующим электродом. При тангенциальном соприкосновении электрода с деталью происходит «размазывание» расплавленного упрочняющего электрода по поверхности детали, что способствует снижению уровня шероховатости поверхности. Вместе с тем при вибрационном нанесении покрытия нанесенный слой, за счет ударного воздействия вибрирующего электрода, подвергается поверхностному пластическому деформированию и дополнительному упрочнению.

Учитывая послынную цикличность процесса нанесения покрытия с промежуточным оплавлением и финишную механическую обработку кулачков распределительных валов, более предпочтительным является вибрационный метод осуществления процесса упрочнения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Технология электроискрового упрочнения твердыми сплавами может применяться для восстановления и упрочнения распределительных валов двигателей внутреннего сгорания.

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

2. Восстановление распределительных валов автомобильных двигателей по предлагаемой технологии необходимо реализовать циклическим послойным нанесением с промежуточным оплавлением нанесенного слоя.

3. Оплавление нанесенного слоя необходимо осуществлять электроискровым методом с использованием медного электрода.

4. Для упрочнения и восстановления рабочих поверхностей распределительных валов твердыми сплавами предпочтительным является вибраторный метод осуществления процесса.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Надежность и ремонт машин / Курчаткин В.В. , Тельнов Н.Ф.; Ачкасов К.А. под ред. Курчаткина В.В.. - Москва: Колос, 2000. - 776 с.

2. Пермяков Д. Н. Анализ материалов и технологий упрочнения распредвалов двигателей внутреннего сгорания грузовых автомобилей. Ежемесячный научный журнал «Prospero» 2015. - № 8 (20).

3. Технология упрочнения машиностроительных материалов: учеб. пособие-справочник / Евдокимов В. Д., Клименко Л. П., Евдокимова А. Н.; Под редакцией д. т. н., проф. В. Д. Евдокимова. – Одесса - Николаев: Изд-во НГГУ им. Петра Могилы, 2005. – 352 с.

4. Бодиловский А.В., Протасевич В. А. К вопросу упрочнения режущих элементов кормоуборочных комбайнов. Материалы Международной научно-практической конференции, 7- 8 июня 2017г., Минск, УО «БГАТУ», с.81-86

УДК 623.437.4

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ И МЕТОДИК ДЛЯ  
ОБОСНОВАНИЯ КОМПЛЕКТОВ ЗИП  
COMPRATIVE ANALYSIS METHODS AND TECHNIGUES TO  
JUSTIFY SETS OF SPARE PARTS

И.В. Михайчик

НИИ Вооруженных Сил Республики Беларусь, г. Минск

I. Mikheichyk

Research Institute Armed Forces the Republic of Belarus, Minsk

В работе проводится анализ известных методов и методик, представленных в отечественной и зарубежной литературе, используемых для оценки и расчета запасных частей в комплектах ЗИП

The paper analyzes the known methods and techniques presented in the domestic and foreign literature, is-used for the evaluation and calculation of spare parts in sets of spare parts

#### СОСТОЯНИЕ ЗАДАЧИ.

Важнейшая задача в системе обеспечения запасными частями – оптимизация уровня запасов. Она интересна как с математической точки зрения (многомерная, целочисленная, нелинейная), так и с практической. Основным показателем для ремонтируемых изделий служит ожидаемое число дефицитов при ограничении на бюджет. По расходуемым деталям часто минимизируется ожидаемое время простоя. Для решения названной задачи проведем анализ известных методов и методик представленных в [1 – 3].

Потребность в запасных частях зависит от ряда факторов. Их делят на четыре группы: конструктивные, эксплуатационные, технологические и организационные. Основные из них: количество автомобилей и их надежность, интенсивность эксплуатации, дорожные и природно-климатические условия, количество ТО и ТР, качество запасных частей. На практике находят применение следующие методы определения потребности в запасных частях[3]:

по номенклатурным нормам, устанавливающим средний годовой расход конкретной детали на 100 автомобилей в год;

по фактическому спросу на запасные части (по потоку требований).

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

Потребность в других материалах определяется на основе прогностических норм их расхода.

**Определение потребности в запасных частях на АТП** используются номенклатурные нормы, устанавливающие средний годовой расход конкретной детали на 100 автомобилей определенной марки. Этот метод используют заводы – изготовители для определения объемов производства запасных частей для парка, находящегося в эксплуатации.

**Определение потребности в запасных частях для ремонтного подразделения.**

В соответствии с методикой [1] потребность в запасных частях определяется как произведение планируемого числа автомобилей для обслуживания в ремонтном органе и планируемой удельной потребностью в запасных/

**Определение потребности в запасных частях с использованием современных компьютерных информационно – учетных систем [2].** Прогнозирование потребности осуществляется по фактическому расходу данной конкретной детали за предыдущий период работы ремонтного органа.

Таким образом, рассмотренные методы и методики позволяют провести расчет потребности в запасных частях для действующих АТП и ремонтных предприятий с большим количеством автомобилей (100 и более) находящимся в постоянной эксплуатации и используемые с одинаковой интенсивностью. Для автомобильной техники в Вооруженных Силах характерно периодическое использование (проверки боевой готовности, участие в учениях), в разное время года и с различными пробегами. В частях до 80% машин могут находиться на длительном хранении. Также в представленных методиках не учитывается возможность получения автомобилями боевых повреждений, что делает невозможным их применение для расчета необходимого количества запасных частей и формирования комплектов ЗИП для закладки их на хранение. Не учитывается ограничение налагаемые на комплекты по массе и объему, с целью их хранения на транспорте и обеспечения мобильности, а, следовательно, и живучести.

Для расчета необходимого количества запасных частей в комплектах ЗИП необходимо рассматривать систему обеспечения запасными частями, как на мирное, так и на военное время. При таком

подходе появляется возможность учитывать внешние и внутренние факторы, влияющие на систему. Классическими в прикладной математике являются задачи теории надежности резервируемых систем, в первую очередь комплектование ЗИП.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

В работе проведен сравнительный анализ, который показал, что рассмотренные методы и методики в представленном виде не подходят для обоснования комплектов ЗИП в Вооруженных Силах, так как не учитывают особенности системы обеспечения запасными частями. Автомобильная техника в воинских частях имеет небольшие пробеги, а зачастую находится на хранении. В методиках не учтена возможность получения автомобилями боевых повреждений. Кроме того, на комплекты ЗИП налагаются строгие ограничения по объёму и массе запасных частей с целью обеспечения их мобильности и живучести. При проведении дальнейших исследований необходимо комбинировать рассмотренные методы. Анализ фактического спроса на запасные части (по потоку требований) позволит определить детали, узлы и агрегаты, выходящие из строя по эксплуатационным повреждениям. Для обоснования запасных частей, включаемых в комплекты с целью устранения боевых повреждений, будут проведены дополнительные исследования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин, А. С. Разработка методики прогнозирования потребности предприятий автосервиса в запасных частях: диссертация канд. техн. наук/МАДИ. – М., 2005. – 197 с.
2. Кузнецов, Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учеб. для вузов. 4-е издание, переработанное и дополненное / Е.С. Кузнецов [и др.]. – М.: Наука, 2001.
3. ГОСТ 27.507-2017. Надежность военной техники. Оценка и расчет запасов в комплектах ЗИП. – Введ. 2015-12-10. – М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2017.



УДК 656, 13:658, 512

**АНАЛИЗ НОРМАТИВОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ  
И РЕМОНТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ  
ANALYSIS OF STANDARDS OF MAINTENANCE AND REPAIR  
OF MOTOR VEHICLES**

**М.М. Болбас, канд. техн. наук, профессор,  
Е.Л. Савич, канд. техн. наук, профессор  
Белорусский национальный технический университет,  
г.Минск, Беларусь**

**M. Bolbas, Ph.D. in Engineering, Professor,  
E. Savich, Ph.D. in Engineering, Professor  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

**В работе приведены результаты анализа динамики изменения нормативов технического обслуживания и ремонта автомобилей МАЗ.**

Results of the analysis of the dynamics of changes in the maintenances and repairs standards of motor vehicle are present in paper.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Нормативы технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств в республике Беларусь устанавливаются Техническим кодексом установившейся практики ТКП-248-2010 (ранее – Положениями о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта). Кодексом регламентированы периодичность и трудоёмкость технического обслуживания по видам, пробег до капитального ремонта, удельная трудоёмкость текущего ремонта на 1000 км пробега.

## **АНАЛИЗ НОРМАТИВОВ**

В работе проанализированы количественные значения нормативов периодичности технического обслуживания и трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей МАЗ разных годов выпуска (табл. 1).

Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

Таблица 1 – Нормативы технического обслуживания и ремонта

Транспортное средство, его основной параметр	Периодичность ТО, тыс.км.		Пробег до КР/ресурс (тыс.км.)	Трудоёмкость ТО, чел.-ч.			Удельная трудоёмкость ТР, $\frac{\text{чел.-ч.}}{1000 \text{ км}}$
	ТО-1	ТО-2		ЕО	ТО-1	ТО-2	
До 1972 г. выпуска	2,200	11,60	160	0,60	4,20	19,6	6,7
После 1972 г. выпуска, грузоподъемность 8 т и более МАЗ-500А	3,00	12,0	250	0,30	3,4	13,8	6,0
МАЗ-53371	8,0	24,0	600	0,35	4,6	11,4	5,2

Как видно из приведенных данных, имеет место значительное изменение нормативов технического обслуживания и ремонта грузовых автомобилей МАЗ, производимых в последние годы, в сравнении с выпускаемыми до 1972 г. Так, периодичность техобслуживания возросла: ТО-1 – в 3,6 раза, ТО-2 – более чем в 2 раза. При этом пробег до КР увеличился более чем в 3,7 раза. Объясняется это существенным повышением надежности производимых автомобилей. Что касается трудоёмкости ТО и ремонта, то здесь ситуация не такая впечатляющая: трудоёмкость ТО-1 несколько увеличилась, трудоёмкость ТО-2 уменьшилась на 40%, удельная трудоёмкость ТР уменьшилась с  $6,7 \frac{\text{чел.-ч.}}{1000 \text{ км}}$  до 5,2.

Был произведен структурный анализ нормативов ТО и ТР. По установленным нормативным периодичностям и трудоёмкостям ТО-1 и ТО-2 за пробег, равной пробегу до капитального ремонта (ресурсу), определялась трудоёмкость технического обслуживания по видам, а затем рассчитывалась удельная трудоёмкость ТО-1, ТО-2 в чел.-ч. на 1000 км пробега. Результаты приведены в табл. 2.

Анализ удельных трудоёмкостей ТО и ремонта показывает, что в сравнении с автомобилями МАЗ выпуска до 1972 года для современных автомобилей Минского автозавода имеет место снижение трудозатрат на ТО и ремонт (с  $9,89 \frac{\text{чел.-ч.}}{1000 \text{ км}}$  до 6,25). Наряду с тем следует

## Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»

отметить высокий процент (более 80%) трудозатрат на текущий ремонт автомобилей в общих трудозатратах на техническое обслуживание и ремонт.

Таблица 2 – Удельная трудоёмкость ТО и ремонта

Транспортное средство, год выпуска, модель	Удельная трудоёмкость, $\frac{\text{чел.-ч.}}{1000 \text{ км}}$				
	ТО-1	ТО-2	ТО	ТР	ТО+ТР
До 1972 г. выпуска	1,52	1,67	3,19	6,7	9,89
МАЗ-53371	0,57	0,48	1,05	5,2	6,25

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ показывает, что нормативы ТО и ремонта современных грузовых автомобилей зарубежных фирм значительно отличаются. Так, периодичность технического обслуживания значительно выше и составляет 80 тысяч км и более, а трудоёмкость обслуживания и ремонта значительно меньше, чем у автомобилей МАЗ.

Это свидетельствует о необходимости дальнейшей работы по повышению надежности, в частности безотказности и ремонтпригодности автомобилей Минского автозавода, по совершенствованию технологий их технического обслуживания и ремонта.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-60 автомобильного транспорта РСФСР. -М.: Транспорт. 1986.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта /НПО «Транстехник». – Мн.: 1988.
3. Технический кодекс установившейся практики. ТКП 248-2010 (02190) Техническое обслуживание и ремонт автомобильных транспортных средств. Нормы и правила проведения. Министерство транспорта и коммуникаций республики Беларусь, Минск.

УДК 358.3

**КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКАЗОВ В АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ТЕХНИКЕ**

**CLASSIFICATION OF FAILURES IN AUTOMOTIVE  
ENGINEERING**

**В.Г. Шостак, канд. воен. наук, доц., Т.М. Тявловская  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**V. Shostak, Ph.D. in Military, Associate Professor, T. Tyavlovskaya  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

**В статье рассмотрены основные изменения технического состояния автомобильной техники на эксплуатационной стадии ее жизненного цикла. Дана их классификация по признаку отказов и анализа их причин.**

In article the basic variations of a technical condition of automobile technics at an operational stage of their life cycle are considered. Their classification on the basis of refusal and methodology of the approach to the analysis of the reasons for refusals is given.

**ВВЕДЕНИЕ**

В результате воздействия в процессе эксплуатации на автомобильную технику различных по своей природе факторов (объективных и субъективных) техническое состояние машин изменяется. Автомобиль внезапно или постепенно утрачивает работоспособность и дальнейшая его эксплуатация с эффективностью не ниже заданной становится невозможной. Однако при рассмотрении проблемы сохранения и своевременного восстановления работоспособности автомобилей весьма важное значение приобретает не только знание характера отказов, но и закономерность их возникновения [1].

**ОСНОВНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

Анализ большого количества информации, полученной за время службы в автомобильных воинских частях и подразделениях, позволил сделать определенные выводы о характере наступления отказов по различным причинам. Рассмотрим наиболее распространенные

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

группы отказов, объединив их по классификационному признаку, и сформулировав их краткое определение.

Все отказы можно классифицировать: по характеру процесса возникновения (внезапный отказ, постепенный отказ), по возможности предотвращения (предотвращаемый отказ, не предотвращаемый отказ), по связи с другими отказами (независимый отказ, зависимый отказ), по степени влияния на работоспособность автомобиля (полный отказ, частичный отказ), по времени существования (устойчивый отказ, самоустраняющийся (сбой) отказ, перемежающийся многократно повторяющийся сбой), по признаку проявления (явный отказ, неявный отказ), по объему и характеру восстановления (расстройка, повреждение, авария), по причине возникновения (конструкционный отказ, технологический отказ, эксплуатационный отказ).

Отказы, приведенные выше, прежде всего в автомобилях, возникают независимо от того, какие причины их обусловили, наступают либо внезапно, либо вследствие резкого скачкообразного изменения параметров (состояния), либо постепенно. Поэтому в зависимости от характера изменения параметра или технического состояния автомобиля различают отказы внезапные и постепенные. При рассмотрении общих закономерностей изменения технического состояния автомобилей во времени эти две классификационные группы отказов представляют принципиальный интерес, рассмотрим их более подробно.

Результатом необратимых процессов в системах двигателя, агрегатах, узлах, в сборочных единицах являются внезапные отказы вызывающие внезапное (иногда аварийное) изменение параметров работы двигателя или его систем, которые приводят к нарушению нормальной, а иногда критической работы отдельного агрегата, узла или автомобиля в целом. Характер внезапных отказов предусмотреть нельзя, они возникают случайно, неожиданно и предсказать, когда они произойдут, невозможно, так как контроль параметров, имеющих в работе систем автомобиля, ничтожно мал и до наступления такого повреждения может и не выявить никаких признаков о будущей неисправности. Как правило, внезапные отказы очевидны и им практически всегда сопутствуют ярко выраженные признаки нарушения нормальной работы автомобиля: резкие изменения показаний контрольных приборов, появление постороннего шума, стука в работе агрегатов, появление дыма, запаха, треска и т. п. Характерным

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

для внезапных отказов является их независимость от продолжительности жизненного цикла автомобиля.

Основными причинами появления внезапных отказов являются резкие изменения условий эксплуатации автомобиля, нарушение рабочих режимов (перегрев, резкое падение давления в системе смазки, тормозной системе, работы гидравлических систем и др.), дефекты производства, проектирования и боевые повреждения.

Постепенные, или, как их еще называют, износные отказы, зарождаются в виде незначительных ухудшений в работе автомобиля в результате старения материалов, износа трущихся частей, деформации под влиянием механической и электрической нагрузок, изменения свойств материалов под влиянием тепла, холода, влаги, света и других объективных факторов. Как правило, постепенные отказы приводят к медленному ухудшению качества изделия: уменьшению мощности или чувствительности, снижению сопротивления изоляции, увеличению свободного хода, шаткостей и усилий в рабочих механизмах, загрязнению оптики и т. п., которые, в конечном счете, переходят за допустимые пределы и перерастают в отказ.

Таким образом, необратимые физико-химические изменения в структуре элементов конструкции являются основной причиной постепенных отказов, которые неизбежно приводят к постепенным изменениям одного или нескольких параметров агрегата, узла. Эти структурные изменения, как правило, связаны с действием внутренних и внешних факторов, обуславливающих старение и износ.

Постепенные отказы не имеют ярко выраженных признаков. Поэтому они в автомобиле часто обнаруживаются с некоторым опозданием, лишь в процессе технического осмотра или проведения диагностики. Вместе с тем, постепенные отказы в отличие от внезапных отказов тесно связаны с закономерными изменениями в составных частях автомобиля (агрегата, узла, детали или сборочной единицы), поэтому, если известны степень воздействия и характер вызванного изменения, представляется возможным предсказать время появления этих отказов и предпринять специальные меры по их предотвращению. В этом и заключается существенное различие между внезапными отказами, представляющими собой чистую случайность, и постепенными отказами, являющимися следствием постепенных, непрерывных и закономерных изменений характеристик в работе агрегатов и систем автомобиля. С точки зрения выработки эффективных

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

мер по сохранению и восстановлению работоспособности автомобиля это различие и является определяющим.

Наблюдения за техническими характеристиками различных автомобилей в процессе эксплуатации показывают, что изменение во времени интенсивности отказов (параметра потока отказов) при их длительном использовании во времени происходит по вполне определенному закону. [1, 2].

В автомобильных шасси, на базе которых смонтировано вооружение или специальное оборудование родов войск и служб (комплексный образец), в результате недостаточной проработки (период обкатки) конструкции, наблюдается несколько явно выраженных периодов нарастания массовых отказов, различных по выходу специального оборудования из строя, при этом технический ресурс автомобиля не определяется техническим ресурсом этого оборудования [2]. Для того чтобы восстановить работоспособность и технический ресурс такого автомобиля, необходимо каждый раз в плановом порядке производить довольно значительный объем ремонтных работ, существенно превышающих объем работ, выполняемых при технических обслуживаниях и текущих ремонтах, используя при этом специальное технологическое оборудование.

Для таких автомобилей в системе технического обслуживания и ремонта необходимо предусмотреть проведение в плановом порядке комплексного ремонта включающего ремонт специального оборудования и базового шасси. С помощью такого ремонта восстанавливается технический ресурс комплексного образца, в целях сохранения его работоспособности до очередного капитального ремонта. Техническая необходимость и экономическая целесообразность проведения комплексного ремонта в каждом отдельном случае должна быть всесторонне аргументирована.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Таким образом, период эксплуатации автомобиля насыщен совокупностью профилактических мероприятий по поддержанию его в исправном состоянии. Своевременное планирование вышеуказанных мероприятий и их проведение обеспечивает сохранение и повышение надежности автомобиля, заложенной при его разработке и изготовлении, предотвращение отказов, неисправностей и выработку

нормативного ресурса в течение всех этапов эксплуатации. Рациональное и грамотное проведение профилактических мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту создаст предпосылки для экономии материальных средств на эксплуатацию автомобиля и продление его ресурса на 15% – 20% сверх назначенного [3]. Знание закономерностей изменения технического состояния автомобиля и их причин в течение всего жизненного цикла поможет должностным лицам автомобильных, технических служб грамотно организовывать эксплуатацию и поддержание автомобильной техники в готовности к использованию по назначению, а также выполнению транспортных задач.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шостак, В.Г. Организация восстановления ВВСТ. В.Г. Шостак [и др.] // Учебное пособие – Мн.: ВА РБ. – 2012.
2. Шостак, В.Г. Проблемы эксплуатационной надежности и эффективности автомобильной техники. В.Г. Шостак //Сбор. науч. статей. Воен. акад. Респ. Беларусь. – № 26 – 2014.
3. Шостак, В.Г. Оценка эффективности АТО ТВ. / В.Г. Шостак, А.Е. Назин // монография – Минск. – 2014. – 312 с.



ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ НА  
ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ ЭТАПЕ ЖИЗНЕННОГО  
ЦИКЛА АВТОМОБИЛЕЙ  
TECHNICAL REGULATION AT THE OPERATIONAL STAGE OF  
THE CARS' LIFE CYCLE

И.И. Тупицын, С.Г. Зубрицкий, канд. техн. наук, доц.  
Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП  
«НАМИ», г. Москва, Российская Федерация  
I. Tupitsyn, S. Zubriskiy, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
The Central research and development automobile and engine institute  
NAMI, Moscow, Russian Federation

На сегодняшний день является спорным вопрос регулирования в сфере эксплуатации транспортных средств. В статье предлагается рассмотреть данный вопрос с точки зрения надежности автомобилей, а также на основе анализа современных тенденций и зарубежного опыта выработать перспективное решение по урегулированию сложившейся ситуации.

Today the issue of regulation the vehicle operation is controversial. We propose to consider this issue from the vehicle reliability's point of view. Based on analysis of current trends and foreign experience we can develop a forward-looking solution for the settlement of current situation.

## ВВЕДЕНИЕ

Лучшими критериями для оценки свойств транспортных средств, как и любых других различных механических устройств, являются показатели надежности. Поэтому необходимо рассматривать проблему технического регулирования ТС на этапе эксплуатации именно с позиции их надежности. Начнем с того, что благодаря мощному развитию автомобилестроения в 20 веке появилась необходимость в применении системных методов надежности, для которых характерно два больших направления, появившихся как методики проведения мероприятий оценки надежности на двух этапах [1, с.9]:

Первый – при проектировании и производстве транспортных средств, где учитываются конструктивные и технологические ме-

тоды обеспечения надежности. Второй – при эксплуатации транспортных средств, где учитываются условия эксплуатации, методы совершенствования методов технического обслуживания/ремонта и т.д. Очевидно, что первый этап, (включающий в себя первые этапы жизненного цикла транспортных средств) регулируется постоянно актуализирующимися Правилами ООН. Второй же этап, относящийся к эксплуатационному этапу жизненного цикла транспортного средства представляет большой интерес в связи с его недостаточной изученностью в России.

Более того, необходимо оговорить, что этап эксплуатации жизненного цикла транспортных средств включает в себя не только привычное понимание этого процесса как своевременного ухода (включая своевременное проведение технического обслуживания) за транспортным средством, но и специфические для этого этапа ситуации, являющиеся таковыми для оценки надежности именно транспортных средств. В основном эти ситуации объединяет один характерный для них принцип – вмешательство в конструкцию транспортного средства после его выпуска в обращение. К этому можно отнести и процедуру внесения изменений в конструкцию, и восстановительный ремонт после дорожно-транспортных происшествий, и замену агрегатов и узлов вследствие их отказа по причине эксплуатационного износа, и др.

## НАДЕЖНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Теперь рассмотрим причины недостаточной изученности вопросов надежности колесных транспортных средств при эксплуатации на основе отечественных и международных исследований данного вопроса. На сегодняшний день подобного рода исследования надежности проводятся в рамках того или иного завода-изготовителя транспортных средств в целях снижения издержек производства и повышения своей конкурентоспособности на рынке. Однако, стоит отметить, что они направлены больше на сбор статистических данных об условиях эксплуатации и их влиянии на возможные поломки («отказы») транспортных средств для последующего принятия мер по усовершенствованию деталей и узлов автомобилей на стадии производства. Это производится в целях применения накопленной информационной базы для выпуска большей линейки транспортных средств в условиях конкретной области применения: климатические,

### *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

дорожные условия и т.д. А сбор статистической информации касаясь надежности транспортных средств после ремонта практически не производится вовсе за исключением десятка исследований за рубежом в рамках научных работ аспирантов и частных организаций по сбору статистики.

Примером такого исследования может служить исследование вьетнамского ученого Cang Vo Trong из Университета Технологии (Ho Chi Minh City University of Technology) [2]. В одной из своих работ он пытается использовать стандартный аппарат и показатели теории надежности для определения фиксированных интервалов ремонта с предупреждением внеплановых отказов и дополнительных затрат на ремонт. Основной смысл работы заключается в создании определенного алгоритма аппроксимации данных, полученных из синтеза статистических данных и теории вероятностей для определения оптимальных интервалов времени, через которые владельцу транспортного средства вне зависимости от состояния его автомобиля необходимо будет пройти определенный комплекс процедур (услуг в СТОА) технического обслуживания для гипотетического предупреждения возможных поломок и тем самым производится повышение надежности транспортного средства в эксплуатации посредством искусственного увеличения ресурса автомобиля.

### НАДЗОР ЗА ТЕХНИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ АВТОМОБИЛЕЙ В РОССИИ

Стоит отметить, что преимущественно эксплуатационный этап жизненного цикла автомобилей, связанный с конструктивной надежностью ТС, включает в себя два этапа контроля: обязательный технический осмотр транспортных средств, а также послеремонтная проверка качества перед выдачей ТС клиенту (проверка качества ремонта ТС после ДТП). Согласно пункту 3 Главы V к ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» и ФЗ N 40 «Об обязательном страховании автогражданской ответственности» (в частности, согласно дополнениям, вводимым «Ремонтной реформой») процессы регулирования ремонта ТС относятся к сфере ОСАГО. Из этого следует, что в России, контроль и надзор за послеремонтным состоянием транспортных средств осуществляются посредством своевременного реагирования страховых компаний на об-

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

ращения своих клиентов в отношении качества проведенного ремонта, а также посредством «рекламаций», предоставляемыми официальными дилерами транспортных средств.

Сфера технического осмотра, а именно аккредитация операторов ТО, контроль за их деятельностью, а также включение в реестр операторов технического осмотра (ЕАИСТО – Единая Автоматизированная Информационная Система Технического Осмотра) согласно пункту 5 Главы I «Общие положения» Постановления Правительства от 5 декабря 2011 г. N 1008 «О проведении технического осмотра транспортных средств» относится к функциям страховых компаний. С учетом того, что количество отделов ГИБДД, оснащенных должным образом и имеющих полный перечень необходимого оборудования для осуществления контроля на сегодняшний день в дефиците, можно принять что полный контроль за послеремонтным состоянием транспортного средства в подавляющем большинстве случаев (на законодательном уровне) относится к функциям Российского союза автостраховщиков (РСА).

Таким образом, очевидно, что надзор технического состояния ТС как таковой отсутствует. Он в большей мере проявляется в экономическом плане в рамках установленных тарифов на диагностическую карту, а также «льготном» ремонте по системе обязательного страхования автогражданской ответственности, что приводит к уже известным последствиям [3]. В таком случае техническая сторона вопроса, в том числе и вопросы надежности транспортного средства ставятся на второй план или не учитываются вовсе. Исходя из этого видна актуальность поднятого вопроса по необходимости мер по урегулированию данной проблемы.

## **НАДЗОР ЗА ТЕХНИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ**

Обратимся к зарубежному опыту в данной сфере. Если вернуться к исследованиям надежности ТС в эксплуатации, то нужно отметить, что он является типовым, так как подобного рода исследования выполняют больше роль снижения издержек владельца автомобиля в эксплуатации (что наиболее характерно для западного поведения людей) нежели роль механизма, решающего проблемы безопасности дорожного движения. Однако, здесь стоит оговорить, что в связи с достаточно унифицированными технологиями восстановительного

### *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

ремонта за рубежом, в частности в странах Евросоюза с развитой автомобильной промышленностью, проблемы надежности транспортных средств в эксплуатации не являются распространенным явлением. Дело в том, что в условиях наличия Правил ООН, собственных директив ЕС, стандартизирующих качество выпускаемых изделий, изготовители транспортных средств закладывают в рамках теории надежности гарантийный диапазон, в пределах которого стараются поддерживать техническое состояние своего «продукта» на надлежащем уровне. При этом, необходимо понимать, что в рамках единого пространства Евросоюза, такое транспортное средство должно свободно перемещаться по всей территории. Соответственно, не должно возникать дополнительных вопросов к качеству проведенного ремонта и надежности транспортных средств в эксплуатации в целом. На мой взгляд, это является дополнительным стимулирующим фактором для актуализации технологии восстановительного ремонта и интеграции статистических баз из иных смежных областей, влияющих на оценку надежности ТС в эксплуатации: статистика ДТП, транспортная политика стран-участниц ЕС, включающая нормативно-правовую базу в сфере транспорта (техническое регулирование) и экономическое регулирование, социальную составляющую (менталитет) и т.д. Хорошим примером может служить организация системы по техническому обслуживанию транспортных средств в Германии [4].

С 1873 года в Германии начали появляться общества технического надзора как способ промышленности помочь себе. В конце 19 века промышленные предприятия объединялись в «Общества по контролю качества при производстве и продаже паровых котлов», которые назывались «TÜV» и помогали государству, переняв со временем его задачи во всех областях техники. Благодаря слияниям, многочисленные более мелкие общества соединились в сегодняшний немецкий TÜV, который сегодня является одним из крупнейших в Европе концернов, работающих в области сертификации, экспертизы, технического надзора, технической поддержки и аудита. Исходя из этого следует, что всеми вопросами, связанные с техникой в эксплуатации (в том числе вопросы восстановительного ремонта и технического осмотра), а также ее надежностью занимается организация, имеющая богатый опыт в этих сферах, квалифицированных

сотрудников, развитую производственно-техническую базу и пр. В России ситуация сложилась несколько иначе [5].

## ОЦЕНКА ТРЕБУЕМЫХ МЕР В ОБЛАСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Однако, для стран, которые не входят в европейский союз, в том числе и для Российской Федерации, данный опыт неприменим в силу имеющихся на данный момент проблем [5]. В условиях России возникает много дополнительных сложностей, как в вопросах, связанных с надежностью транспортных средств в эксплуатации, так и в описанных ранее аналогичных смежных сферах (технический осмотр [3], федеральный надзор на линии и пр.). Соответственно, поднятый ранее вопрос об актуальности проблемы недостаточной изученности вопросов эксплуатационной надежности в России и в мире (в странах с аналогичными проблемами) остается актуальным и требует решения в рамках обеспечения безопасности дорожного движения.

Первоочередным решением вопроса может стать разработка методических рекомендаций, наглядно описывающих возможность или невозможность ремонтного воздействия на основе оценки конструктивных параметров автомобилей в плане их ремонтпригодности после различных ситуаций дорожно-транспортных происшествий. Разработанные методические рекомендации продемонстрируют недопустимость экономии на конкретных частях и узлах транспортных средств при их восстановительном ремонте. Очевидно, что полностью решить проблему не удастся. Однако, в комплексном применении этих рекомендаций совместно с организационными, в том числе и законодательными решениями, а также другими исследованиями [6] в рамках выполнения Стратегии Правительства, позволят существенно снизить негативные тенденции безопасности дорожного движения, а также остановить деградацию систем технического осмотра и восстановительного ремонта в целом.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ эксплуатационного этапа жизненного цикла автомобилей в России показал, что техническое регулирование, а именно надзор за надежностью транспортного средства практически не производится и не имеет фактического отражения в законодательных актах. Первостепенным решением данного вопроса должны стать методические рекомендации о недопустимости отдельных видов ремонтных воздействий в дальнейшей совокупности с уже имеющимися управленческими решениями [6].

## ЛИТЕРАТУРА

1. А.Н. Чебоксаров Основы теории надежности и диагностика. – Курс лекций изд. – Омск: СибАДИ, 2012.

2. Vo Trong Cang. Optimizing Repair Interval of Vehicle Based on Reliability. International Journal of Mechanical Engineering and Applications. Special Issue: Transportation Engineering Technology. Vol. 3, No. 1-3, 2015, pp. 69–75. doi: 10.11648/j.ijmea.s.2015030103.21.

3. Зубрицкий С.Г., Тупицын И.И., Катаев М.В., Лысенко Е.С., Ларинский А.С., Сальников С.С., «Современное состояние системы технического осмотра транспортных средств в Российской Федерации,» Известия МГТУ «МАМИ», № 4(30), pp. 31–35, 2016.

4. Официальный Интернет-ресурс TUV URL: <https://www.tuv.com/russia/ru/> (дата обращения: 20.04.2018).

5. Зубрицкий С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И., «Социальный фактор автогражданской ответственности в Российской Федерации» Журнал автомобильных инженеров, № 4(105), 2017, С. 42–44.

6. Зубрицкий С.Г., Тупицын И.И. Совершенствование механизма оценки стоимости восстановительного ремонта поврежденных автомобилей в сфере обязательного страхования // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. 2015. № 10(21). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2674> (дата обращения: 20.04.2018).

УДК 629.331

**ВЛИЯНИЕ АВТОСТРАХОВАНИЯ НА КОНСТРУКТИВНУЮ  
НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ РЕМОНТЕ**  
CAR INSURANCE INFLUENCE ON THE CONSTRUCTIVE  
RELIABILITY DURING REPAIR

И.И. Тупицын, С.Г. Зубриский, канд. техн. наук, доц.  
Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП  
«НАМИ», г. Москва, Российская Федерация  
I. Tupitsyn, S. Zubriskiy, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
The Central research and development automobile and engine institute  
NAMI, Moscow, Russian Federation

В статье рассмотрены вопросы автострахования в России и объяснены существующие проблемы на примере наличия противоречий в сферах экономики, техники и социума. Также стоит отметить, что субъектом деятельности по восстановлению ТС в рамках ОСАГО ремонтная организация во всех формах ее юридического представления (официальный дилер, СТОА, ИП, гаражный сервис и пр.). Соответственно необходимо оценивать существующие противоречия именно с позиции технической стороны вопроса.

In the article, questions of auto insurance in Russia are considered and existing problems are explained on an example of contradictions presence in economy, technics and society spheres. It is worth noting that the subject of car repair is the repair organization in all its forms (dealer, repair station, individual entrepreneur, and garage service). Therefore, it is necessary to take into account existing contradictions from the point of view of technical side of the question.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Автострахование является комплексным направлением, включающим в себя различные сферы жизнедеятельности граждан: нормативно-правовую, экономическую, техническую и социальную [1]. Если рассматривать ОСАГО как систему, которая организует восстановление транспортного средства в целях обеспечения безопасности дорожного движения (чтобы не представлять дополнительную угрозу для граждан), то становится ясно, что сам механизм восстановления в России по Техническому регламенту таможенного союза



ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» и Федеральному закону №40 «Об ОСАГО» относится к сфере автогражданской ответственности, которая не является простым страхованием, а напротив, включает в себя множество направлений. Этот вывод можно подтвердить положениями ФЗ-170 и Постановления Правительства РФ № 1008, устанавливающих надзорный орган за системой технического осмотра (что по факту является системой проверки технического состояния транспортных средств, находящихся в эксплуатации, в том числе и после ремонтных воздействий ТС, восстановленных после ДТП) в лице Российского союза автостраховщиков (РСА) [2].

## ПОНЯТИЕ АВТОГРАЖДАНСКОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТИ

Исходя из вышесказанного, очевидно, что надзор за техническим состоянием транспортных средств на линии, любое вмешательство в конструкцию автомобилей и т.д. происходит в правовой сфере и всецело зависит от транспортной политики страны, в котором находится транспортное средство – что в условиях России выражается в подчинении сферы восстановления ТС сфере страхования. Разберем этот аспект более подробно. На схеме 1 представлено функционирование системы ОСАГО в трех главных сферах: технической, экономической и социальной.

В рамках рыночных отношений, восстановление транспортного средства после ДТП должно финансироваться теми или иными лицами в рамках, устанавливаемых законодательством. Однако разработка законодательства в данной сфере относится преимущественно к ЦБ РФ и РСА, что выражается в справочниках «средних цен», прикрепленных к Единой методике оценки ущерба. На практике мы получаем существенная разность стоимости ремонта, рассчитанную автосервисом и страховой компанией [3]. Здесь прослеживается тесная связь законодательства и экономики, регулируемая одним лицом.

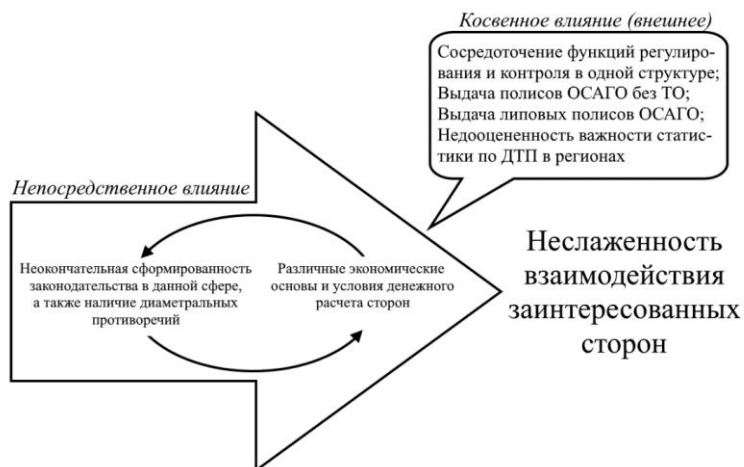


Рисунок 1 – Обязательное страхование автогражданской ответственности

Рассматривая социальную сферу (показатель удовлетворенности общества от функционирования и взаимодействия остальных сфер, то есть является своеобразной обратной связью для оценки текущей ситуации и актуальных проблем), отмечу, что вышеназванная проблема дополнительно подтверждается посредством «обратной связи» - то есть существующие недочеты ОСАГО, активно обсуждаемые с 2014 года, приводят к искам потерпевших в ДТП к страховым компаниям касательно ремонта транспортных средств. Их количество за четыре последних года составило свыше 1,8 млн. Немаловажным является и то, что ежегодно осуществляется около 2 млн восстановительных работ, средний чек которых составляет 65 тысяч рублей, а общий объем выполненных работ (за год) – 150 млрд рублей. Техническая сфера является основополагающей, в рамках которой требуется оценить надежность транспортного средства, однако качество ремонта приносится в жертву экономической стороне вопроса.

Теперь рассмотрим более подробно влияние косвенных факторов на ситуацию в целом. Это выражается в сложившейся монополии за процессами установки требований к транспортным средствам, находящимся в эксплуатации, обеспечения контроля за их исполнением (и определения размера оплаты таких услуг) у РСА, в том числе и за техническим осмотром. Монополия на услуги в этой сфере выражается в том, что для получения полиса необходима диагностическая

### *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

карта, выдаваемая по результатам ТО [2]. Осуществляя аккредитацию пунктов и документарный надзор за ними, они допустили продажу карт без его фактического проведения. Эта ситуация, как известно, привела к тому, что только у 20% автомобилей страны проводится ТО. С введением так называемой «Ремонтной реформы» в системе восстановительного ремонта полноценно складывается аналогичная ситуация, только с одним существенным отличием. Если отсутствие технического осмотра – это отсутствие контроля за потенциально неисправными транспортными средствами, то недочеты в сфере восстановительного ремонта приводят к геометрическому росту процента неисправных автомобилей после каждого ДТП на дорогах страны. Кроме того, стоит отметить, что последние изменения в ФЗ-170 от 23.04.2018 могут дополнительно обострить ситуацию в техническом осмотре ТС.

Резюмируя вышесказанное, можно прийти к выводу, что функции надзорного органа, занимающегося проблемой технического состояния транспортных средств в эксплуатации (поддержание технического состояния ТС на дорогах, надзор за исполнителями ремонтных воздействий, а также проверка транспортных средств на линии посредством ТО) не урегулированы в полной мере, что оказывает отрицательное влияние на эксплуатацию транспортных средств. Исходя из этого у РСА, сложилась монополия на все сферы жизнедеятельности, относящиеся к транспортным средствам, находящимся в эксплуатации [4].

### **ПРОБЛЕМЫ В РЕГУЛИРОВАНИИ АВТОСТРАХОВАНИЯ**

Теперь, постараемся разобраться в сложившейся ситуации. Во-первых, очевидны различия в направленности компетентного органа, занимающегося вопросами транспортных средств в эксплуатации в России и в мире (пример Германии ранее) из чего следует, что экономические вопросы находятся в приоритете и решаются в ущерб технической стороне вопроса. Во-вторых, это соотношение доли иностранных автомобилей на рынке и доли отечественных которое в России составляет приблизительно 50/50. Исходя из того, что среднерыночная стоимость зарубежного автомобиля больше, чем отечественного очевидны экономические проблемы в ОСАГО и, соответственно, проблемы в целом по стоимости запасных частей, расходных материалов, лакокрасочных материалов, и самого ремонта.

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

В-третьих, это возраст российского автопарка. Дело в том, что доля ТС со сроком эксплуатации больше 10 лет составляет практически половину от общего числа. Исходя из этого надежность автопарка можно поставить под сомнение (с учетом существующей проблемы в организации технического осмотра). Также стоит отметить, что из-за принятым управленческим решениям, технический осмотр новых автомобилей (выпускаемых в обращение автомобилей, сразу после покупки автолюбителем) был отменен в связи с тем, что некоторые марки восточных транспортных средств, поставляемые на российский рынок, заведомо не могут соответствовать требованиям безопасности [5]. Это еще раз подтверждает актуальность описанных ранее тезисов.

В-четвертых, особенности менталитета и эксплуатационные особенности региона. В целом, это относится к сознательности граждан в ответственном подходе за обслуживанием своего транспортного средства, что в России находится не в таком сильном приоритете как в странах ЕС. Практически каждый владелец автомобиля готов к заочному прохождению технического осмотра, в то время как за рубежом таких случаев единицы. На разъяснении эксплуатационных особенностей не стоит останавливаться в силах очевидности того, что в России те же климатические условия могут колебаться в пределах от +50 до -50 °С, что является большим вызовом для тенденции унификации требований к конструкции.

В-пятых, квалификация сотрудников СТОА. Это имеет отношение к унификации ремонта и снижению требований к квалификации исполнителей, то есть к проблемам точности диагностики поврежденных конструкций ТС после ДТП, классификации повреждений с соответствующим последующим выбором технологических процессов восстановительного ремонта от чего напрямую зависит его качество и как следствие возможность оценки технического состояния конструкции ТС по параметрам дорожного движения. Более подробно рассмотрим эту проблему далее.

Причин на самом деле множество. Однако, для упрощения их можно условно подразделить на проблемы двух больших групп – организационные и технические. Организационные проблемы были в целом описаны в начале. Проблемы технической группы необходимо

разрешить в рамках нивелирования проблем надежности транспортных средств в эксплуатации, а также снижению негативных факторов организационных проблем.

## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

В данной ситуации, когда «Ремонтная реформа» и Единая методика оценки ущерба начинают «корректировать» технологию восстановительного ремонта, устанавливаемую заводом-изготовителем транспортного средства, качество проводимых работ всецело зависит от исполнителей дилера (или СТОА). Однако, общеизвестно, что официальный дилер, стремясь к унификации ремонта и снижению требований к квалификации исполнителей, переводит большинство ремонтных работ в «замену» запасных частей, что приводит к недостаточной квалификации сотрудников дилеров ТС в случае необходимости оказывать большой спектр услуг для повышения конкурентоспособности согласно «Ремонтной реформе». Качество работ неофициальных СТОА, в том числе «гаражных» проконтролировать и оспорить в судебном порядке достаточно сложно. Более того, не каждый автолюбитель сможет заметить «дефекты» ремонта сразу после завершения работ. Всё это негативно сказывается на надёжности отремонтированного транспортного средства, непосредственно связанной с безопасностью дорожного движения на дорогах России. По статистике «НИЦ проблем безопасности дорожного движения Министерства внутренних дел Российской Федерации» за первые 9 месяцев 2017 года произошло 120069 ДТП, в которых погибло 13305 и ранено 153617 человек [6, с.3].

То есть каждое девятое ДТП было со смертельным исходом. Кроме того, стоит отметить, что с 2011 г. ежегодно увеличивается количество ДТП по технической неисправности транспортных средств [7, с.76]. Однако, необходимо понимать, что государственная статистическая отчетность учитывает только те ДТП, в которых пострадали люди. По факту, дорожно-транспортные происшествия, произошедшие без обращения потерпевших за медицинской помощью, практически не учитываются. Особенно явным примером может служить оформление ДТП без сотрудников ГИБДД в рамках Европротокола. Исходя из этого можно выявить еще одну существенную проблему, влияющую на перспективы развития ситуации – недостаточную изученность проблем надежности транспортных

## *Секция «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»*

средств, находящихся в эксплуатации. Все исходные данные, необходимые для анализа, в том числе статистическая база ДТП (полная), находятся в разрозненном состоянии и не оцениваются в целях улучшения ситуации по безопасности дорожного движения.

Таким образом, в случае развития названных проблем автострахования без их регулирования извне можно прогнозировать ухудшение технического состояния автопарка РФ и соответствующий рост дорожно-транспортных происшествий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной проблемой является поддержание надежности транспортных средств именно в эксплуатации, что особенно актуально для России. Исходя из этого, очевидна необходимость проработки изменений в нормативно-правовой базе, что начинает реализовываться на сегодняшний день. Так, учитывая социальную значимость пассажирских перевозок, ГИБДД МВД РФ подготовило проект письма об усилении надзора за технической исправностью автобусов со стороны государства. Это предложение относится к новому видению системы технического осмотра, нивелирующее существующую монополию.

Кроме того, с технической точки зрения (в части восстановления транспортных средств) необходимо оценить конструктивные параметры автомобилей в плане их ремонтпригодности после различных ситуаций дорожно-транспортных происшествий. На основе этого могут быть разработаны методические рекомендации, наглядно демонстрирующие недопустимость экономии на конкретных частях и узлах транспортных средств при их восстановительном ремонте. Исходя из этого, эти рекомендации могут быть применены во всех указанных ранее сферах жизнедеятельности граждан. Очевидно, что полностью решить проблему не удастся. Однако, в комплексном применении этих рекомендаций совместно с предыдущими организационными решениями и другими исследованиями в рамках выполнения Стратегии Правительства позволят существенно снизить негативные тенденции безопасности дорожного движения, а также деградацию систем технического осмотра и восстановительного ремонта в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зубрицкий С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И. Желаемые результаты реформирования ОСАГО для каждого участника этой системы // *Universum: технические науки*. – 2017. – № 4 (37). – С. 50–56.

2. Зубрицкий С.Г., Тупицын И.И., Катаев М.В., Лысенко Е.С., Ларинский А.С. и Сальников С.С., «Современное состояние системы технического осмотра транспортных средств в Российской Федерации» *Известия МГТУ «МАМИ»*, № 4(30), pp. 31-35, 2016.

3. Зубрицкий С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И., «Влияние компетенций автоэкспертов на организацию восстановительного ремонта транспортных средств в РФ» *Журнал автомобильных инженеров*, № 4(105), 2017, С. 28–31.

4. Зубрицкий С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И., «Социальный фактор автогражданской ответственности в Российской Федерации» *Журнал автомобильных инженеров*, № 4(105), 2017, С. 42–44.

5. Красавин П.А., Тупицын И.И., Катаев М.В. Автопарк Российской Федерации. Состояние и проблемы / О мерах по повышению безопасности дорожного движения на среднесрочный период планирования (2018–2023 годы): сборник докладов семинара. – М.: МАДИ. – 2017. – С. 72–80.

6. Аналитические обзоры состояния безопасности дорожного движения: Оперативный обзор дорожно-транспортной аварийности за 9 месяцев 2017 г. // Научно-исследовательский центр проблем безопасности дорожного движения URL: [https://нцбдд.мвд.рф/resources/analytical\\_reviews](https://нцбдд.мвд.рф/resources/analytical_reviews) (дата обращения: 05.03.2018).

7. Зубрицкий С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И. Реформа автогражданской ответственности // *Современные страховые технологии*. – 2017. – № 2 (61). – С. 74–79.

**СИСТЕМЫ СМАЗКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**  
**LUBRICATION SYSTEMS OF MOBILE MACHINES**

**А.И. Бобровник, д-р техн. наук, проф.**  
**Белорусский национальный технический университет**  
**г. Минск, Беларусь**  
A. Bobrovnik, Doctor of technical Science, Professor,  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выполнен анализ применяемых гидравлических систем смазки в трансмиссиях, коробках передач и редукторах мобильных машин. Приведены экспериментальные исследования по определению температуры смазочного масла от объема смазки. Даны рекомендации по совершенствованию узлов системы смазки планетарных редукторов мобильных машин.

The analysis of used hydraulic lubrication in transmissions, gear boxes and gear units of mobile machines. Experimental studies to determine the temperature of the lubricating oil from the lubricant volume are presented. Recommendations for improving components of the system of lubrication of the planetary gear units of mobile machines.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Важнейшую роль при конструировании трансмиссий и редукторов мобильных машин играют гидравлические системы смазки узлов управления гидромеханическими передачами, системами управления, в том числе рабочим оборудованием. Снижение сил трения благодаря смазке обеспечивает повышение КПД машин и механизмов. Кроме того, большая стабильность коэффициента трения и демпфирующие свойства слоя смазочного материала между взаимодействующими поверхностями способствует снижению динамических нагрузок, увеличению плавности и точности работы машин.

## **АНАЛИЗ СИСТЕМ СМАЗКИ В ТРАНСМИССИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Условием надежной и долговечной работы трансмиссий машин является сохранение смазочными материалами своих первоначальных качеств и свойств. Количественные изменения происходят при



испарении легких масляных фракций, частичном вытекании через уплотнительные устройства. Качественные изменения связаны с изменением его физико-химических свойств. Процесс старения масла происходит при воздействии на масло высоких давлений и температур, соприкосновении с воздухом и конденсированными парами воды, пылью, металлическими поверхностями деталей и продуктами их изнашивания, попадающие непосредственно в смазку. Накопление твердых, мягких, жидких и газообразных загрязнений в смазочных материалах приводит к изменению их физико-химических свойств, оказывает существенное влияние на работу узлов, вызывает: абразивный износ трущихся поверхностей деталей; изменение вязкости и ухудшение поступления смазочных материалов к парам трения; повышенный шум работы. Поэтому в технической документации на мобильные машины предусмотрена замена масла через регламентируемое время работы. По месту нахождения масла системы смазки бывают двух типов: с мокрым или сухим картером. При мокром картере масло заливается непосредственно в картер коробки, при сухом – в отдельную емкость. Смазка может осуществляться разбрызгиванием, под давлением и быть комбинированной.

Для оценки эффективности системы смазки зубчатых передач коробки передач используют температуру смазочного материала в паре трения. Одним из методов измерения температуры поверхности является оценка параметров его теплового изучения посредством пирометра, достоинством которого является бесконтактность метода измерения. По данным различных исследователей допускаемая температура составляет 120-150°C. Если при экстремальном режиме температуру ограничить 200°C, тогда допускаемая температура пленки должна быть 120- 150°C при температуре воздуха 30°C. Температура смазочного материала в корпусе трансмиссии мобильной машины обычно не превышает 90°C. Исследования показывают, что сокращение объема смазочного материала, заливаемого в корпус, вызывает увеличение температуры пленки смазочного материала на поверхностях зубьев колес второй ступени редуктора коробки передач трактора класса 1,4. (рис. 1.). Однако температура пленки на поверхности зубьев не достигает максимально допустимого значения (120°C). Изменение частоты вращения двигателя не оказывает влия-

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

ния на эффективность смазывания зубчатых колес. Из графика следует, что снижение объема масла с  $40 \text{ дм}^3$  до  $30 \text{ дм}^3$  практически не влияет на температуру поверхности зубьев колеса и стенки корпуса.

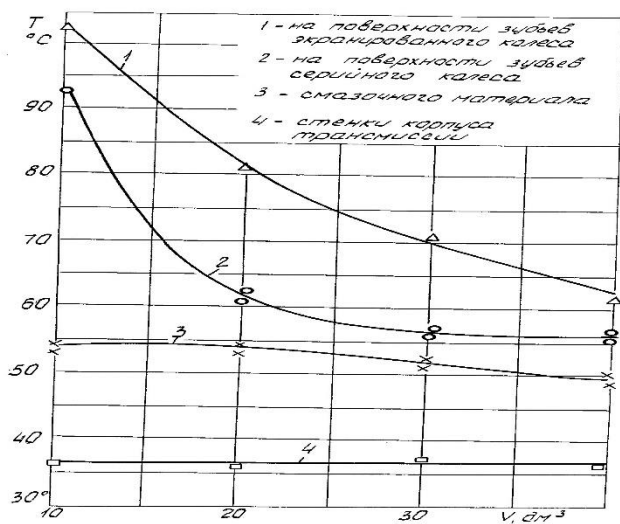


Рисунок 1 – Температура масла в зависимости от объема смазочного материала в корпусе трансмиссии

Для упрощения конструкции и использования имеющихся деталей привода редуктора переднего ведущего моста зубчатого зацепления, корпус, составляющих основу качающего узла, нами предложен принципиально новый насос, встроенный в планетарную передачу колесного редуктора переднего ведущего моста для использования в комбинированной системе смазки [1].

Наиболее сложные условия работы у колесных редукторов карьерных самосвалов. «БелАЗ» в последние годы модернизировал практически все выпускаемые классы автосамосвалов.

В таблице приведены передаточные числа и объем смазки в редукторах карьерных самосвалов.

При модернизации приводов самосвалов возможна установка предложенного насоса [1] в гидромеханическую и электрическую трансмиссии карьерных самосвалов. Это позволит уменьшить объем заливаемого масла до 20 %, обеспечить пропорционально скорости

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

движения самосвала надежное смазывание подшипников и зацепления цилиндрических передач, сохранить свойства масла на более длительный срок, повысить долговечность редукторов.

Таблица 1 – Параметры редукторов

Базовая модель	Масса самосвала, т	Общая масса самосвала, т	Передаточное число планетарного редуктора	Заправочная емкость ведущего моста и колесной передачи, л
7555В	55-60	104100	7,62	108
75581	90	164	30,86	электропривод, 80
75131	110-130	245500	30,36	электропривод, 92
75189	180	352200	38,87	электропривод, 210
75306	220	376100	27,5	электропривод, 210
75600	240	560 000	39,32	электропривод, 300

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали зависимость температуры масла и деталей привода от объема смазочного материала в корпусе трансмиссии мобильной машины. Для уменьшения объема смазочного материала в корпусах редукторов, трансмиссиях мобильных машин используется непрерывное смазывание наиболее нагруженных деталей привода или полив их поверхностей трения вместо погружения в ванну с жидким смазочным материалом. В качестве насоса рекомендуется использовать имеющиеся в редукторе зубчатые колеса с дополнением его недостающих элементов и системы подвода жидкой смазки к наиболее нагруженным узлам.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Планетарно-цилиндрический бортовой редуктор трактора [Текст]: пат. 21235 Респ. Беларусь: МПК В 60К 17/32 / Бобровник А.И., Рубель И.Г., Горбенюк Е.А.; заявитель и патентообладатель Белорусский нац. технич. ун-т - № а 20131576; заявл. 24.12.2013; опубл. 30.02.2017, Бюл. № 4.

УДК: 629.33

**ИННОВАЦИОННАЯ «СИСТЕМА ПРЯМОГО ПРИВОДА  
КЁНИГСЕГГ» В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ  
INNOVATIVE SYSTEM «KOENIGSEGG DIRECT DRIVE»  
IN AUTOMOTIVE PRODUCTION**

**А.И. Бобровник, д-р техн. наук, проф., И.А. Дрозд  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь**

**A. Bobrovnik, Doctor of technical Science, Professor, I. Drozd  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus**

На основе анализа рынка существующих автомобилей и гидромеханических трансмиссий представлена система изобретённая концерном Koenigsegg.

Based on the analysis of the existing cars and hydromechanical transmissions market, a system invented by the Koenigsegg concern is presented.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Koenigsegg Regera – одно из последних технических решений Кристиана фон Кенигсегга - владельца небольшой шведской компании. Функцию коробки передач выполняет запатентованная автором система Koenigsegg Direct Drive (KDD). С помощью KDD двигатель внутреннего сгорания (ДВС) подключается напрямую к задней оси, используя гидравлическую муфту с изменяемой степенью проскальзывания и главную передачу с постоянным передаточным числом 2.73:1.

## **КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ**

Силовая установка состоит из пятилитрового твин-турбо мотора V8 мощностью 1200 лошадиных сил и трех электромоторов YASA с аксиальным магнитным потоком. Два мотора на задней оси позволяют управлять вектором тяги, а третий, соединенный с коленчатым валом, выступает в роли генератора и стартера.

Все электромоторы питаются от 800-вольтового блока аккумуляторов с жидкостным охлаждением и батареями-ячейками - такое решение применяется на гражданском автомобиле впервые. Мощность

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

блока составляет 4,5 кВт; при ускорении он выдает на электромоторы 525 кВт, а при рекуперации энергии получает до 200 кВт.

Функцию коробки передач выполняет система (KDD). С помощью KDD ДВС подключается напрямую к задней оси, используя гидравлическую муфту с изменяемой степенью проскальзывания и главную передачу с постоянным передаточным числом.

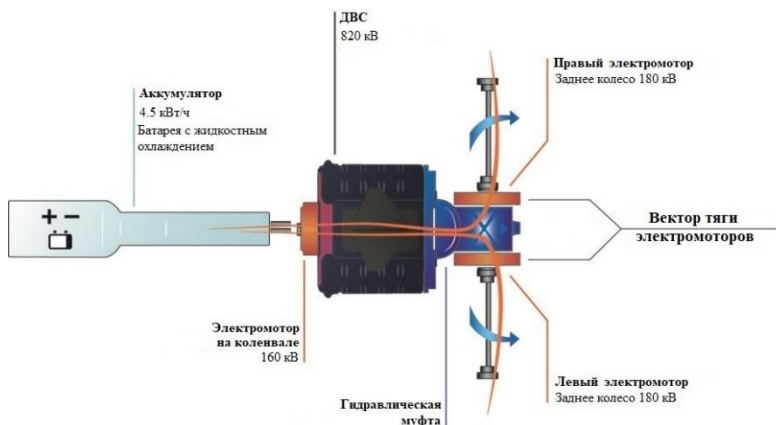


Рисунок 1 – Кинематическая схема [1]

По сути на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания смонтирован электромотор, выполняющий функцию стартера и генератора (добавляет крутящий момент и мощность, а также заряжает аккумулятор).

Гидравлическая муфта по многим параметрам напоминает традиционный блокирующийся гидротрансформатор.

Основное отличие от традиционного гидротрансформатора в том, что он передает 1200 л.с. от ДВС плюс 200 лошадиных сил от электромотора, смонтированного на коленчатом вале.



Рисунок 2 – 1) электродвигатель; 2) электромотор; 3) система прямого привода; 4) ДВС; 5) аккумулятор [2]

Для этого была разработана новая конфигурация лопастей и увеличено их число для более эффективного преобразования момента.

Система Direct Drive позволяет при разгоне на одной тяге ДВС достичь 100 км/ч машина разгонится примерно за 4 с. Аналогичный темп разгона за счет задних электромоторов при отключенном ДВС. При совместной работе ДВС и электромотора, смонтированного на коленчатом вале, разгон до 100 км/ч происходит за 2.8 с.

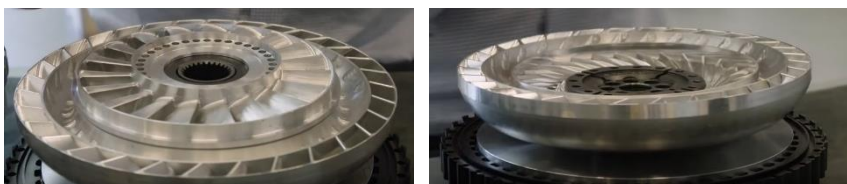


Рисунок 3 – Преобразователь [3]

Статор находится в той части гидравлической муфты, где осуществляется преобразование крутящего момента.

Турбинное колесо вращается вместе с первичным валом системы Direct Drive, а насосное - вместе с маховиком. При замыкании фрикциона устройство блокируется и вращается как одно целое.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

На низких скоростях нет необходимости в ДВС, а на высоких - в изменении передаточного числа т.к. суммарная мощность двигателя и электромоторов достаточно велика.

По сравнению с параллельными гибридными системами KDD позволяет вдвое сократить энергетические потери.

По сравнению с последовательными гибридными системами KDD позволяет избежать избыточных и неэффективных энергетических затрат на преобразование энергии.

Фактически, рассматриваемая система - параллельный гибрид из которого удалены лишние компоненты. В итоге обеспечивается простота параллельного гибрида, но без потерь и преобразования энергии, характерных для последовательного гибрида. Кроме того, машина работает эффективнее нежели параллельный гибрид причем компонентов гораздо меньше.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Regera - Koenigsegg [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.koenigsegg.com/regera/> – Дата доступа: 04.04.2018

2. Феноменальный Koenigsegg Regera набирает 400 км/ч без коробки передач [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://autoutro.ru/review/2015/03/11/fenomenalnyj-koenigsegg-regera-nabirayet-400-km-ch-bez-korobki-peredach> – Дата доступа: 10.04.2018

3. 248 MPH Without A Gearbox: Direct Drive -- /INSIDE KOENIGSEGG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.youtube.com/watch?v=glf\\_k4qGBAA&list=PLHa6PXrV-yIgnXSYFT07BouKhEhyFuWnf&index=1](https://www.youtube.com/watch?v=glf_k4qGBAA&list=PLHa6PXrV-yIgnXSYFT07BouKhEhyFuWnf&index=1) – Дата доступа: 05.04.2018

УДК 629.114.2

УПРАВЛЕНИЕ ГИДРАВЛИКОЙ ПРИВОДА ОТВАЛА  
БУЛЬДОЗЕРА С ГЕОДЕЗИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ GPS  
MANAGE THE HYDRAULICS DRIVE THE DOZER BLADE WITH  
THE GEODETIC GPS SYSTEM

И.А. Веренич, канд. техн. наук, доц.,  
А.А. Ермоленко, В.В. Вонзонок  
Белорусский национальный технический университет,  
г.Минск, Беларусь  
I. Verenich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
A. Ermolenko, V. Vonzanok  
Belarusian national technical University Minsk, Belarus

Объектом исследования выбран гидравлический привод отвала бульдозера ЧТЗ-Б-11. Рассмотрена математическая модель управления углом наклона отвала бульдозера и приведены результаты моделирования.

The object of research is the hydraulic drive of the bulldozer ЧТЗ-Б-11 blade. The mathematical model of bulldozer blade control is considered and the results of modeling are given.

## ВВЕДЕНИЕ

Строительно-дорожная техника имеет целую систему силовых гидроприводов и различных гидросистем. Применение системы автоматического управления работой гидравлики и машины в целом позволяет: экономить строительные и горюче-смазочные материалы; сократить время и средства на выполнение геодезических работ; оптимизировать рабочее время; повысить качество выполняемых работ [1, 2, 4].

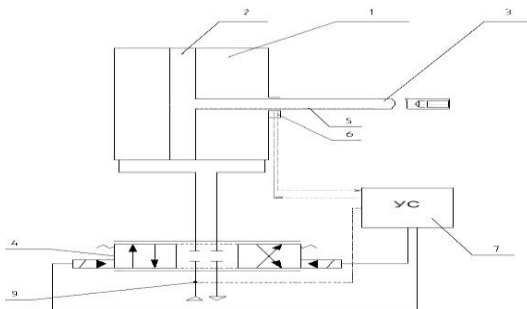
Система гидропривода отвала бульдозера включает в себя: насос, два гидроцилиндра подъема отвала, гидроцилиндр регулирования угла наклона отвала, гидрораспределители, кондиционеры рабочей жидкости, шланги, бак, соединительную арматуру.

В процессе анализа данных эксплуатации аналогичных бульдозеров выявлен основной недостаток: управление гидравликой происходит с низкой точностью.



## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

Задачей исследования является усовершенствовать систему управления гидроприводом отвала бульдозера заменой имеющихся гидроцилиндров цилиндрами точного позиционирования (рис. 1) и проверить динамические характеристики по переходным процессам при различных законах управления: линейном, синусоидальном; и трапецеидальном. В данной работе рассматривается синусоидальный закон управляющего воздействия (рис. 2).



1-цилиндр, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – распределитель, 5, 6 – цифровой датчик перемещения, 7 – управляющая система, 9 – цифровой датчик давления.

Рисунок 1 - Гидроцилиндр точного позиционирования [3]

Поставленная задача решается путем изменения принципа управления поршневым двигателем и введением в двигатель датчика регистрирующего положение поршня. В поршневом двигателе двойного действия, содержащем рабочий цилиндр 1, поршень со штоком 2 и распределительное устройство потока рабочей среды 4, в штоке дополнительно установлена отградуированная полоска 5 (например, с помощью определенной ориентации доменов магнитотвердого материала), и в непосредственном контакте с ней находится считывающая головка 6, закрепленная в корпусе цилиндра. Причем, распределительное устройство выполнено в виде гидрораспределителя с линейным электрическим управлением (или пилотным электрогидравлическим управлением, в случае значительных расходов) и следящим принципом действия. Распределительное устройство связано с управляющей системой 7 (бортовым компьютером) линиями управления. К управляющей системе также подведены сигнальные линии от датчиков и сигналы системы GPS.

### Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

При реализации математической модели гидропривода на ЭВМ воспользуемся программным комплексом “20-sim”, специально разработанным для анализа динамики систем компанией ControllabProducts B. V. [6, 7].

Математическую модель силовой части гидропривода угла наклона отвала с дроссельным регулированием можно описать следующей системой дифференциальных уравнений в форме Коши:

$$\frac{dx_m}{dt} = v_m;$$

$$\frac{dv_m}{dt} = \frac{C_{ce}}{m} x - \frac{C_{ce}}{m} x_m;$$

$$\frac{dx}{dt} = v;$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{S_1}{m} p_1 - \frac{S_1}{m} p_2 - \frac{C_{ce}}{m} x + \frac{C_{ce}}{m} x_m - \frac{P_{mp}}{m};$$

$$\frac{dx_u}{dt} = v_u;$$

при  $X_3 > 0$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|P_H - P_1|} \text{sign}(P_H - P_1) - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_u;$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k_{23} B}{V_2 + V_{2ГЛ}} X_3 \sqrt{|P_2 - P_{сн}|} \text{sign}(P_2 - P_{сн}) - \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v - \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v_u;$$

при  $X_3 < 0$

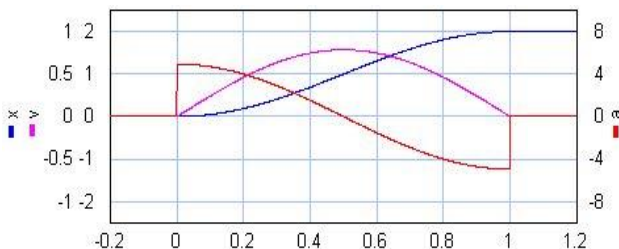
$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|P_1 - P_{сн}|} \text{sign}(P_1 - P_{сн}) - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_u;$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k_{23} B}{V_2 + V_{2ГЛ}} X_3 \sqrt{|P_H - P_2|} \text{sign}(P_H - P_2) - \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v - \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v_u;$$

В основе алгоритма программы положена рассмотренная выше математическая модель силовой части привода, дополненная полным математическим нелинейным описанием четырехщелевого

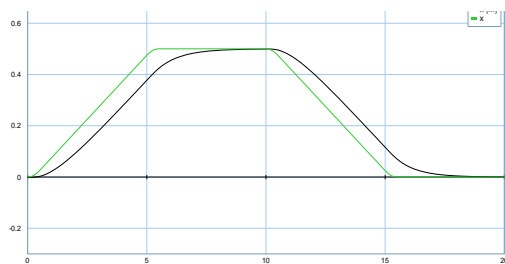
Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

трехпозиционного гидрораспределителя следящего действия с электромагнитным пропорциональным управлением. Синусоидальный закон регулирования, управляющего воздействия приведен на рис. 3.

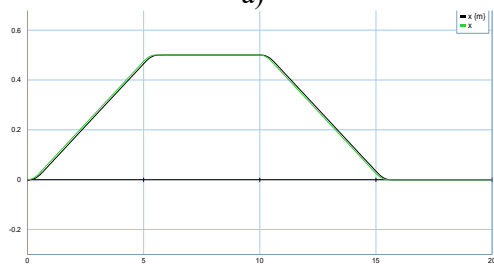


$x$  – перемещение,  $v$  – скорость,  $a$  – ускорение выходного звена,  $t$  – время.

Рисунок 2 – Синусоидальный закон регулирования



а)



б)

Рисунок 3 – График перемещения штока  $x_{шт} = x_{шт}(t)$  и его «идеальный» вид  $x = x(t)$  при  $K_y=5$  (а) и при  $K_y=50$  (б)

Графики перемещения штока при разных коэффициентах усиления показаны на рис. 4. Исходя из графиков видно, что при коэффициенте усиления  $K_y=5$  (а) точность позиционирования ниже, чем при коэффициенте  $K_y=50$  (б).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана расчетная динамическая схема гидропривода регулирования угла наклона отвала с новым гидроцилиндром, сделано математическое описание привода, выбраны оценочные параметры: перемещение поршня и изменения давлений в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; проведено моделирование и расчет оценочных параметров данного гидропривода при синусоидальном законе управления и граничных условиях по скорости перемещения штока и его ускорению. Для оценки работы всей гидросистемы привода отвала бульдозера разработана полная модель и предложен закон управления с блоком связи по каналам крена, тангажа и направления. Значения коэффициентов усиления должны быть оценены по результатам моделирования на полной модели.

## ЛИТЕРАТУРА

1. <http://www.trans-mix.ru/info/gps-v-stroitelstve.php>.
2. <https://sitech-cr.ru/products/3d-gps-glonass-system-buldozer/>.
3. Пат. на п.м. №4581 Республика Беларусь U 2008.08.30, МПК (2006) F03C 1/00, F 15B15/00 Поршневой двигатель / А.В Батуро, И.А. Веренич, А.А. Ширко; патентообладатель Белорусский национальный технический университет (BY), заявка № u 20070930; заяв. 28.12.2007 опубликован 30.08.2008.
4. Щербатов В.С. Автоматизация проектирования основных параметров устройства управления рабочим органом бульдозерного агрегата: монография / В.С.Щербатов, И.В. Лазута, Е.Ф. Денисова. - Омск: СибАДИ, 2012. - 128 с.
5. Попов Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб.для вузов.- М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.-320с.
6. Kleijn C. I. 20-sim 4.0 Reference Manual. Enschede, Controllab Products B. V., 2008. – 344 p.
7. Kleijn C. I. Getting Started with 20-sim 4.0. Enschede, Controllab Products B. V., 2008. – 154 p.

УДК 532.526

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРООБЪЕМНОЙ  
ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ  
ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОМОТОРОВ  
THE MATHEMATICAL MODEL OF HYDROSTATIC  
TRANSMISSION MOBILE WITH GIVEN THERMAL  
LOADING OF MOTORS

И.А. Веренич, канд. техн. наук, доц.,  
Д.М. Ковальчис

Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь

I. Verenich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
D. Kovalchis

Belarusian national technical university Minsk, Belarus

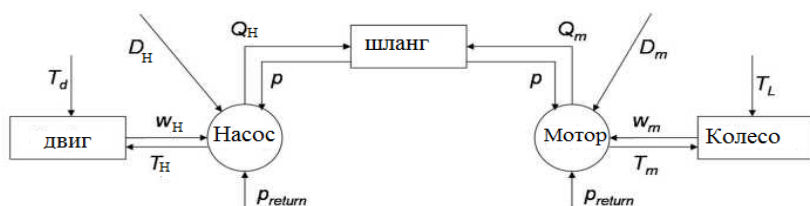
Объектом исследования выбран сельскохозяйственный комбайн СКС-649. Задачей исследования является разработка математической модели ГОТ с учетом теплового режима.

The object of study selected agricultural harvester SKS-649. The task of the study is to develop a mathematical model of GOTH taking into account the thermal regime.

## ВВЕДЕНИЕ

При моделировании динамики гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) важным является согласование двух потоков: потока высокого давления в нагнетательной магистрали насоса и потока низкого давления в сливной магистрали гидромотора. Необходимо, чтобы модели насоса и гидромотора позволяли согласовывать разность давлений двух потоков при моделировании. Известны различные модели [1,2] и методы решения данной задачи. Наиболее приемлемой моделью является модель, состоящая из блоков, моделирующих отдельные части системы (ДВС, насос, магистрали с учетом сжимаемости рабочей жидкости, гидромотор и др. гидроаппараты, входящие в систему функционирования и управления трансмиссией). Это позволит легко составлять модели трансмиссий разных конфигураций и структур [3]. Однако, в этих моделях не учтена нестационарность теплового режима привода (в частности, гидромоторов). Поэтому

учет тепловой нагруженности при моделировании ГОТ является актуальной задачей. Определение начальных и граничных условий, разработать алгоритм и программу и провести сравнительный расчет ГОТ с учетом тепловой нагруженности и без. Структурная схема рассматриваемой ГОТ представлена на рисунке 1. Схема включает отдельные блоки: «двигатель-насос», «насос-гидромотор», «магистрали (шланги) насос-гидромотор», «гидромотор-колесо». Будем считать число оборотов двигателя  $\omega_d$  равно числу оборотов насоса  $\omega_n$  ( $\omega_d = \omega_n$ ), число оборотов гидромотора  $\omega_m$  равно числу оборотов колеса ( $\omega_m = \omega_k$ ), подача насоса равна расходу гидромотора  $Q_m$  плюс расход утечек  $Q_L$  и плюс расход через клапаны  $Q_k$  ( $Q_n = Q_m + Q_L + Q_k$ ), момент на валу двигателя  $T_d$  равен моменту на валу насоса  $T_n$ , ( $T_d = T_n$ ), момент на валу гидромотора  $T_m$  равен моменту на колесе  $T_k$  ( $T_m = T_k$ ).



$Q_n$  – подача насоса;  $Q_m$  – подача мотора;  $D_n$  – рабочий объем насоса;  $D_m$  – рабочий объем мотора;  $T_d, T_n, T_m, T_k$  – моменты на валу двигателя, насоса, мотора, колеса

Рисунок 1 – Структурная схема гидрообъемной трансмиссии

Математическая модель ГОТ представляется в следующем виде:

### Насос

$$\begin{aligned} (J_p + J_d)\omega'_p &= T_d - T_{Tp} - T_p \\ T_p &= \frac{D_p \Delta p}{\eta_p} \\ T_{Tp} &= \mu_p \omega_d + K_p \end{aligned} \quad (1)$$

### Гидромотор

$$\begin{aligned} (J_m + J_k)\omega'_m &= T_m - T_{Tm} - T_L \\ T_m &= D_m \Delta p \eta_{hmm} \\ T_{Tm} &= \mu_m \omega_m + K_m \text{sign}(\omega_m) \end{aligned} \quad (2)$$

**Уравнения, описывающие давление в магистралях**

$$\rho = \frac{\beta_{\infty}}{V_n} \int_0^t (Q_p - Q_m) dt$$

$$\Delta\rho = \rho - \rho_{p0}$$

$$Q_p = D_p \omega_p \eta_{p0}$$

$$Q_m = \frac{D_m \omega_m}{\eta_{m\bar{i}}} \quad (3)$$

Для учета тепловой нагруженности ГОТ в математическую модель вводим уравнение энергии в следующем виде

Уравнение энергии:

$$C_p \rho \frac{DT}{\partial\tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v + \mu \Phi_1, \quad (4)$$

$$\rho = \rho(T), \quad C_p = C_p(T), \quad \lambda = \lambda(T), \quad \mu = \mu(T).$$

Диссипативная функция  $\Phi_1$  описывается уравнением:

$$\Phi_1 = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial z}{\partial y} \right)^2 \quad (5)$$

Зависимость тепловых напряжений от диссипативной функции:

$$\sigma_w = f(\Phi_1).$$

Рабочие объемы насоса и гидромотора являются функциями электрических сигналов управления. Сигнал управления поступает на пропорциональный распределитель режимов движения работы гидромоторов или на блок управления работой насосов. Сигнал управления формируется, например, на основании зависимости:

$$i_j = a_1 \gamma_k + a_2 \Delta\omega + a_3 \Delta M_n + a_4 \dot{\Delta M}_n + a_5 p_{nk} + a_6 \Delta\dot{\omega} + a_7 \int \Delta\omega + a_8 \omega_{\text{двс}}, \quad (6)$$

где  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8$  – коэффициенты усиления соответствующих сигналов датчиков,  $\gamma_k$  – угол наклона блоков цилиндров  $k$ -го насоса,  $\Delta\omega$  – рассогласование угловых скоростей  $j$ -го колеса и  $n$ -го гидромотора,  $\Delta M_n$  – момент на  $n$ -ом гидромоторе вычисляется в бортовом компьютере по зависимости  $\Delta M_n = \Delta p_n \frac{V_m}{2\pi} \eta_{ГМ}$ ,  $\dot{\Delta M}_n$  – производная от момента на  $n$ -ом гидромоторе,  $p_{nk}$  – сигнал датчиков давления  $k$ -го насоса,  $\Delta\dot{\omega}$  – производная от рассогласования  $\Delta\omega$ ,  $\int \Delta\omega$  – рассогласование углов поворота колеса и вала гидромотора,  $\omega_{\text{двс}}$  – сигнал датчика оборотов ДВС.

Реакции мотора и насоса на алгоритмы управления без учета тепловой нагруженности:

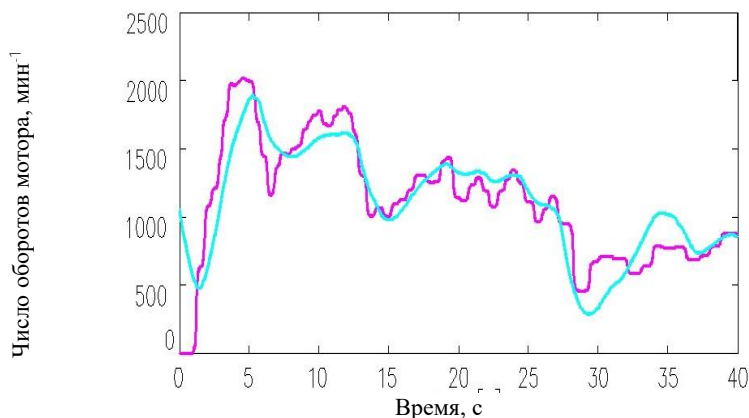


Рисунок 2 – Реакция мотора на различные алгоритмы



## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

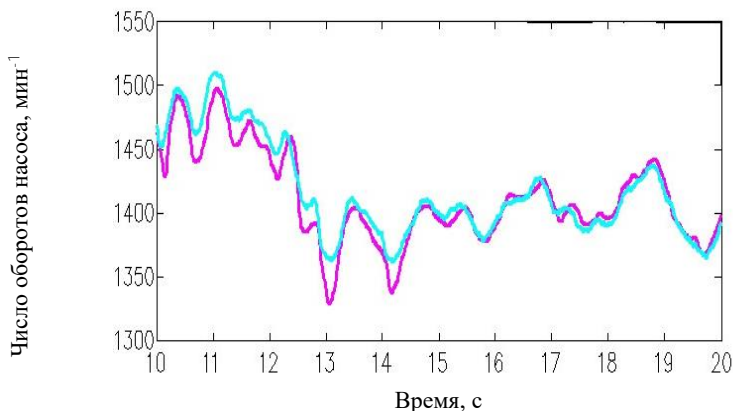


Рисунок 3 – Реакция насоса при различных алгоритмах управления

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель гидрообъемной трансмиссии с учетом теплового нагружения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов / М.Е. Гойдо. М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учеб. Пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т.В. Артемьева [и др.]; Под ред. С.П. Стесина. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 336 с.
3. Скойбеда А.Т., Веренич И.А. Гидравлический расчет системы объемного гидропривода хода свеклоуборочного комбайна с учетом неравномерных нагрузок. Сборник докладов Международной научно-практической конференции «Современные проблемы гидропневмосистем машин», 24-28 октября 2011 г., БНТУ, г. Минск. – С. 35-45.
4. Rong Zhang. Multivariable Robust Control of Nonlinear Systems with Application to an Electro-Hydraulic Powertrain. PhD thesis, University of Illinois, 2002.

УДК 62-82

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ СЛЕДЯЩИХ  
ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОДОВ**  
COMPARATIVE ANALYSIS OF SCHEMES OF THE TRACKING  
ELECTRIC HYDRAULIC DRIVES

**П.Н. Кишкевич, канд. техн. наук., доц.,  
П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доц., С.В. Ермилов  
Белорусский национальный технически университет  
г. Минск, Беларусь**

P. Kishkevich Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, S. Ermilov  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Выполнен сравнительный анализ схемных решений следящих электрогидроприводов с нерегулируемым насосом и переливным клапаном и электрогидроприводов с регулируемым насосом.

A comparative analysis of circuit solutions of the tracking electric hydraulic drives with an unregulated pump and overflow valve and electric hydraulic drives with an adjustable pump is performed.

## **ВВЕДЕНИЕ**

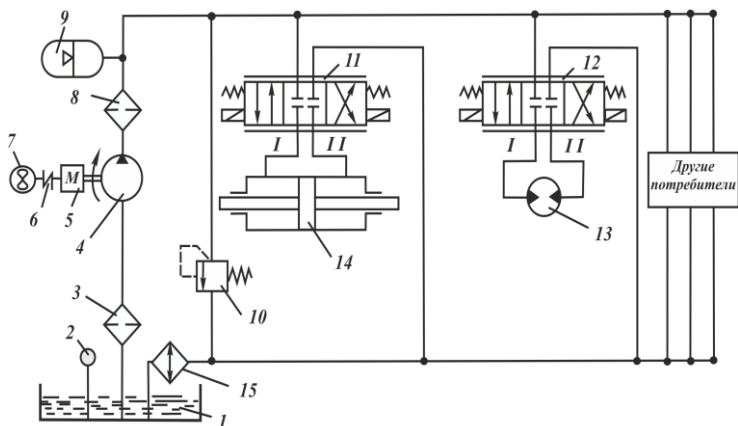
Электрогидравлические приводы (ЭГП) с дроссельным управлением имеют относительно простую конструкцию и, как следствие, высокую надежности и небольшую стоимость. Изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя может осуществляться дросселированием рабочей жидкости (РЖ) на входе или выходе гидродвигателя или за счет комбинации этих способов дроссельного управления. Как правило, гидросистема, состоящая из нескольких следящих ЭГП, запитывается рабочей жидкостью от одного насоса с постоянной или переменной подачей.

## **СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ**

Наибольшее распространение в промышленности получили ЭГП дроссельного управления с насосом с постоянной подачей и постоянным давлением в гидросистеме (рис. 1). Особенность схемы со-

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

стоит в том, что насос обеспечивает рабочей жидкостью все имеющиеся потребители и его подача должна быть равна сумме максимальных расходов потребителей.



- 1 – бак; 2 – температурное реле; 3 – заборный фильтр; 4 – насос;  
5 – электродвигатель; 6 – упругая муфта; 7 – вентилятор; 8 – фильтр тонкой  
очистки; 9 – пневмогидравлический аккумулятор; 10 – переливной клапан; 11 –  
распределитель гидроцилиндра; 12 – распределитель гидромотора;  
13 – гидромотор; 14 – гидроцилиндр; 15 – теплообменник.

Рисунок 1 – Обобщенная схема ЭГП дроссельного управления  
с нерегулируемым насосом

Если расход потребителей уменьшается, избыток РЖ перепускается в сливную магистраль через переливной клапан 10. При этом потенциальная энергия РЖ переходит в тепловую, нагревая жидкость. Кроме того, часть потенциальной энергии РЖ, протекающей через золотниковые распределители, управляющие гидродвигателями, также превращается в тепловую энергию.

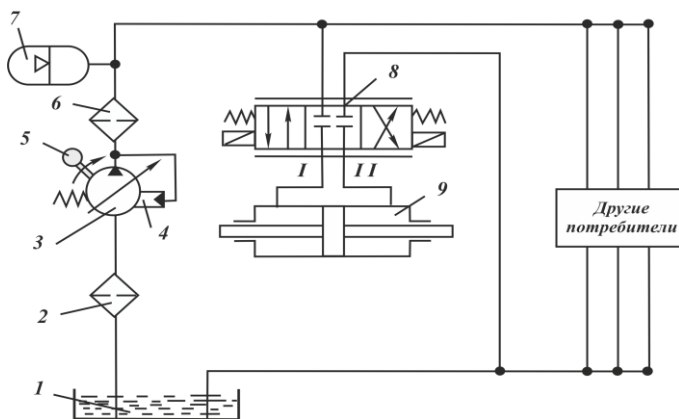
Следовательно, энергетические характеристики такой схемы низкие, так как значительное количество потенциальной энергии РЖ под давлением превращается в тепловую энергию. Насос, который обеспечивает максимальный расход всех потребителей, а также приводной электродвигатель имеют завышенные мощности, массу и габаритные размеры. При использовании такой схемы ЭГП дроссельного управления для поддержания температуры РЖ и всего гидро-

привода в допустимых пределах (до  $+60-70^{\circ}\text{C}$ ) используют избыточное количество РЖ в гидросистеме, увеличивая объем бака, и ее охлаждение с помощью теплообменника и вентилятора.

Для уменьшения непроизводительного расхода РЖ через переливной клапан используют пневмогидроаккумуляторы 9, обеспечивающие кратковременный избыточный расход РЖ, что позволяет не сколько снизить подачу насоса.

Однако такие меры снижают давление в напорной магистрали, ограничивают длительность совместной работы максимального количества гидродвигателей, усложняют расчет системы и ограничивают возможные варианты ее использования, причем заметного улучшения энергетических характеристик не происходит.

На рис. 2 изображена схема ЭГП дроссельного управления с насосом с переменной подачей. Особенностью схемы является то, что в ней применен регулируемый насос, подача которого меняется в зависимости от величины давления в магистрали нагнетания. В том случае, если подключается новый потребитель, давление в нагнетающей магистрали падает, срабатывает регулятор подачи насоса, и насос увеличивает подачу, повышая давление в системе и снабжая новый потребитель необходимым расходом.



- 1 – бак; 2 – заборный фильтр; 3 – насос; 4 – регулятор подачи насоса;  
 5 – электродвигатель; 6 – фильтр тонкой очистки; 7 – пневмогидроаккумулятор;  
 9 – гидроцилиндр

Рисунок 2 – Обобщенная схема ЭГП дроссельного управления с регулируемым насосом

## *Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»*

При отключении одного или нескольких потребителей от системы питания давление в нагнетающей магистрали повышается, регулятор уменьшает подачу насоса, и давление в нагнетающей магистрали снижается до номинального. При этом поддерживается баланс суммарного расхода потребителями и подачи насоса.

Так как потери на дросселирование РЖ в переливном клапане отсутствуют, то энергетические характеристики схемы, приведенной на рис. 2, значительно лучше энергетических характеристик схемы, приведенной на рис. 1. Нагрев РЖ в схеме рис. 2 происходит за счет дросселирования РЖ в золотниковых распределителях, поэтому дополнительных мер по поддержанию температурного баланса РЖ, как правило, не требуется. Пневмогидроаккумулятор 7 (см. рис. 2) служит для стабилизации давления в напорной магистрали при подключении и отключении потребителей.

Схема по рис. 2 по сравнению со схемой по рис. 1 незначительно сложнее, а стоимость ЭГП дроссельного управления с насосом переменной подачи несколько выше, чем с насосом постоянной подачи из-за более высокой стоимости регулируемых насосов.

Использование в качестве гидродвигателей более простых и дешевых гидроцилиндров, обладающих меньшими утечками РЖ, чем гидромоторы, также уменьшает стоимость гидроприводов дроссельного управления.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Выполнен сравнительный анализ схемных решений следящих ЭГП с нерегулируемым насосом и переливным клапаном и ЭГП с регулируемым насосом. Отмечены преимущества следящих ЭГП с регулируемым насосом, особенно в системах с большой передаваемой мощностью.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
2. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. для студентов вузов спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика / К.Л.Навроцкий – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

**ТОРМОЖЕНИЕ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ  
ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ДЕМПФЕРОМ**  
BRAKING A PNEUMATIC ENGINE BY HYDRAULIC DAMPER

**П.Н. Кишкевич, канд. техн. наук., доц.,**

**М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доц.**

**Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь**

**P. Kishkevich Ph.D. in Engineering, Associate Professor,**

**M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor**

**Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus**

Рассмотрена схема торможения пневмоцилиндра с помощью внешнего устройства в виде гидравлического демпфера, приведен порядок расчета внешнего тормозного устройства.

The scheme of pneumatic cylinder braking with the help of an external device in the form of a hydraulic damper is considered, the order of calculation of the external brake device is given.

## **ВВЕДЕНИЕ**

С целью снижения ударных нагрузок при останове поршня пневмоцилиндра (ПЦ), выполняющего операции с высокой скоростью, применяют различные схемы и устройства для снижения скорости поршня в конце хода. Один из простых способов торможения выходного звена ПЦ – установка внешних гидравлических или механических демпферов. В механических демпферах энергия движущихся элементов привода и полезной нагрузки преобразуется в энергию сжатой пружины. Недостаток пружинных демпферов – их большие габариты при высокой скорости и массе перемещающихся деталей.

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ДЕМПФЕР**

Универсальным средством торможения выходного звена пневмопривода являются гидравлические демпферы. Энергия движения механических элементов и полезной нагрузки в гидравлических демпферах преобразуется в энергию дросселирования потока рабочей жидкости через зазор с переменным проходным сечением.

Схема гидравлического демпфера представлена на рис. 1. Поршни 1 и 3 демпфера жестко соединены штоком 2. Шток поршня исполнительного двигателя при подходе к заданному положению (начальной точке торможения) нажимает упором на поршень демпфера. Под действием движущей силы  $F_{дв}$  поршни перемещаются вправо, при этом рабочая жидкость вытесняется из полости  $A$  и через дросселирующий зазор  $b$  поступает в полость  $B$ .

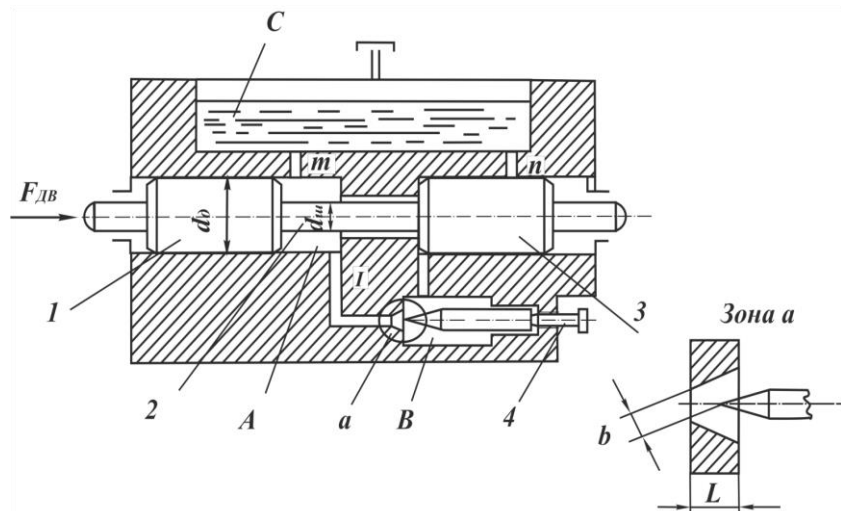


Рисунок 1 – Схема гидравлического демпфера

Расход жидкости в полости  $A$  и вытесняемой поршнем 1 через канал  $l$ , определяется зависимостью

$$Q = v_{п} \cdot A_{д}$$

где  $v_{п}$  - скорость поршня исполнительного двигателя пневмопривода;  $A_{д} = \pi/4 \cdot (d_{д}^2 - d_{шд}^2)$  - площадь поршня демпфера;  $d_{д}$  - диаметр поршня демпфера;  $d_{шд}$  - диаметр штока 2 демпфера.

Из условия неразрывности потока рабочей жидкости через зазор

$$v_{п} \cdot A_{д} = v_{з} \cdot A_{з}, \quad (1)$$

### Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

где  $v_3$  - скорость скорости потока жидкости в зазоре;  $A_3$  - площадь проходного сечения зазора.

При прохождении жидкости через кольцевой равномерный зазор, перепад давления данном зазоре определяется по формуле [1]

$$\Delta p_3 = \frac{12 \cdot \mu \cdot L}{b^2} \cdot v_3 \quad (2)$$

где  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости;  $L$  - длина демпфирующего зазора;  $b$  - радиальный зазор.

Из (1) находим скорость потока жидкости в зазоре

$$v_3 = v_{\text{п}} \cdot A_{\text{д}} / A_3$$

Подставляя полученное значение  $v_3$  в (2), получим

$$\Delta p_3 = \frac{12 \cdot \mu \cdot v_{\text{п}}}{b^3} \cdot A_{\text{д}}$$

где  $b = A_3 / L$ .

Усилие торможения, развиваемое гидравлическим демпфером, определяется по выражению

$$P_3 = \Delta p_3 \cdot A_{\text{д}} = \frac{12 \cdot \mu \cdot v_{\text{п}}}{b^3} \cdot A_{\text{д}}^2$$

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внешние гидравлические демпферы скорости движения поршня пневмоцилиндра в конце выполнения технологической операции позволяют снизить ударные нагрузки при останове выходного звена пневмопривода, сила торможения зависит от величины зазора в демпфере и динамической вязкости рабочей жидкости.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.]. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.



УДК 62-82

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК СЛЕДЯЩИХ ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОДОВ  
COMPARATIVE ANALYSIS OF ENERGY CHARACTERISTICS OF  
THE TRACKING ELECTRIC HYDRAULIC DRIVES

П.Н. Кишкевич, канд. техн. наук, доц., М.И. Жилевич, канд. техн.  
наук, доц., П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь

P.N. Kishkevich Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
M.I. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
P.R. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate Professor  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Выполнен сравнительный анализ энергетических характеристик следящих электрогидроприводов. Показано, что энергетические показатели приводов с регулируемым насосом могут быть на 60% выше показателей гидросистем с нерегулируемым насосом.

A comparative analysis of and energy characteristics of the tracking electric hydraulic drives. It is shown that the energy performance of drives with a regulated pump can be 60% higher than the performance of hydraulic systems with an unregulated pump.

## ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении нашли широкое применение следящие электрогидравлические приводы (ЭГП) с дроссельным управлением, в которых изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется за счет дросселирования потока рабочей жидкости (РЖ). Энергетические характеристики гидроприводов (ГП) определяются не только КПД, но и его функциональной зависимостью от полезной нагрузки, балансом подводимой и полезной мощности при различной нагрузке, а также структурой непроизводительных потерь подводимой энергии.

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛЕДЯЩИХ ЭГП

Энергетический анализ удобно проводить по нагрузочной характеристике дроссельного ГП. Допустив, что золотниковый распределитель идеальный и коэффициент расхода постоянный, нагрузочная

### Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

характеристика будет ветвью квадратичной параболы с осью симметрии на оси нагрузок и с вершиной, смещенной в положительную сторону по этой оси, и описывается формулой [1]

$$V = V_{\max} \sqrt{1 - \bar{P}} = V_{\max} \sqrt{1 - P/P_T}, \quad (1)$$

где  $V$  - текущая скорость выходного звена ГП;  $V_{\max}$  - максимальная скорость выходного звена при отсутствии нагрузки (скорость холостого хода);  $P$  - текущее значение нагрузки на выходном звене ГП;  $P_T$  - усилие полного торможения выходного звена.

Известно, что при нагрузке  $P=2/3P_T$  ГП развивает максимальную теоретическую мощность и имеет максимальный КПД [1]. Подставив в (1)  $P=2/3P_T$ , найдем скорость, соответствующую максимальной мощности ГП и его максимальному КПД

$$V = V_{\max} \sqrt{1 - \frac{2/3P_T}{P_T}} = \sqrt{1/3} V_{\max}.$$

Произведение  $P \cdot V$  под ветвью квадратичной параболы - полезная мощность ГП. Её максимальное значение

$$N_{\text{ГПmax}} = P \cdot v = \frac{2}{3} \cdot P_T \cdot \sqrt{1/3} v_{\max} \quad (2)$$

Мощность потока РЖ, подводимого к ГП с нерегулируемым насосом (НРН) определяется произведением  $P_T V_{\max}$ . Потребляемая мощность, должна учитывать объемные и гидравлические потери

$$N_{\text{НН}} = \frac{P_T \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ОН}} \cdot \eta_{\text{ГП}}} \quad (3)$$

Теоретический КПД ГП с НРН

$$\eta_{\text{ТН}} = \frac{N_{\text{ГПmax}}}{N_{\text{НН}}} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{1/3} \eta_{\text{ОН}} \cdot \eta_{\text{ГП}} \quad (4)$$

Энергетические характеристики ГП с НРН показаны на рисунке 1. Такой КПД может быть лишь в случае, если в каждом контуре ГП

$P=2/3P_T$  и команды управления поступают одновременно на все контуры. При реальных нагрузках и командах управления КПД системы в динамике будет значительно меньше.

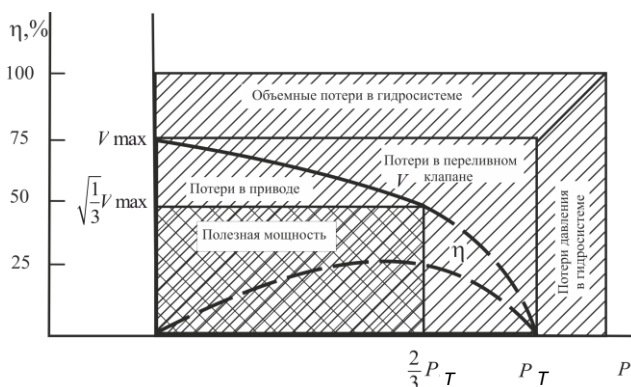


Рисунок 1 – Энергетические характеристики ЭГП дроссельного управления с НРН

ГП дроссельного управления с НРН имеет значительные потери потенциальной энергии РЖ в золотниковом распределителе, зависящие от нагрузки на гидродвигатель, а также в переливном клапане, зависящие как от нагрузки на гидродвигатель, так и от наличия команд управления. Следовательно, ГП с НРН имеет низкие энергетические характеристики. Подобные ГП применяют при малых мощностях и с небольшим числом гидродвигателей.

Улучшить структуру ГП можно при замене НРН на регулируемый насос (РН) и исключением переливного клапана.

Мощность потока жидкости, подводимой к ГП с РН, определяется произведением  $P_T V$  [2]. Мощность, потребляемая РН, учитывает затраты энергии на управление подачей, гидравлические и объемные потери в ГП. Для нагрузки на выходном звене  $P=2/3P_T$ .

$$N_{РН} = \frac{P_T \cdot v_{max}}{\sqrt{3} \eta_{ОН} \cdot \eta_{ГП} \cdot \eta_{ПУ} \cdot \eta_{МП}} \quad (5)$$

где  $\eta_{ПУ}$  и  $\eta_{МП}$  - коэффициенты, учитывающие потери на трение при движении плунжера преобразующего устройства и механической передачи, ориентировочно  $\eta_{ПУ} = 0,95$ ;  $\eta_{МП} = 0,97$  [2].

Теоретический КПД ГП дроссельного управления с РН

$$\eta_{ГП} = \frac{N_{ГПmax}}{N_{РН}} = \frac{2}{3} \cdot \eta_{ОН} \cdot \eta_{ГП} \cdot \eta_{ПУ} \cdot \eta_{МП} \quad (6)$$

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

Энергетические характеристики ГП с РН показаны на рисунке 2. В схеме с РН сокращаются потери потенциальной энергии РЖ в переливном клапане, за счет подстройки в динамике подачи насоса на требуемый расход всех контуров ГП. В связи с этим теоретическое значение КПД ГП с РН выше, чем КПД ГП с НРН.

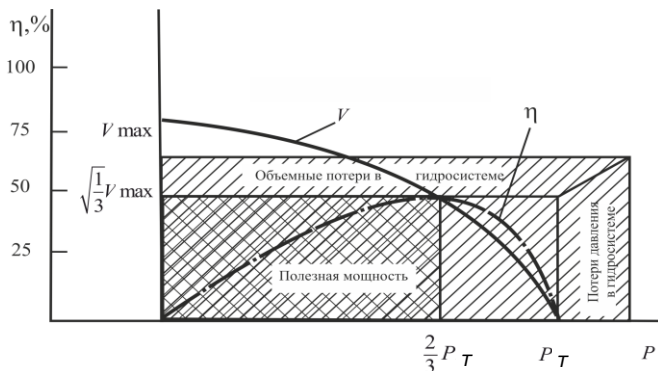


Рисунок 2 – Энергетические характеристики ЭГП дроссельного управления с РН

Для сравнительной количественной оценки энергетических характеристик систем ГП с РН и ГП с НРН определим отношение их КПД, используя формулы (6) и (4)

$$\frac{\eta_{TR}}{\eta_{TN}} = \frac{2/3 \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{ГП} \cdot \eta_{ПУ} \cdot \eta_{МП}}{2/3 \cdot \sqrt{1/3} \eta_{OH} \cdot \eta_{ГП}} = \sqrt{3} \eta_{ПУ} \cdot \eta_{МП} \approx 1,6$$

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен сравнительный анализ энергетических характеристик следящих ЭГП. Показано, что энергетические показатели следящих ЭГП с регулируемым насосом могут быть на 60% выше энергетических показателей ЭГП с нерегулируемым насосом.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
2. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. для студентов вузов спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К.Л.Навроцкий – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

ТОРМОЖЕНИЕ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ  
ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ  
BRAKING OF PNEUMATIC ENGINES BY BACKPRESSURE

П.Н. Кишкевич, канд. техн. наук, доц.,  
М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доц., М.А. Мишенский  
Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь  
P. Kishkevich Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
M. Mishenski  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрены схемы торможения выходного звена пневмодвигателя противодавлением, приведен порядок расчета.

The braking schemes of the output link of the pneumatic motor by backpressure are considered, the calculation order is given.

## ВВЕДЕНИЕ

Сжатый воздух, используемый в пневмоприводе (ПП), может обеспечивать выходному звену высокую скорость. Если не предусмотреть специальные устройства торможения, то поршень будет останавливаться за счет механического упора, что вызывает вибрации, повышенный шум и динамические нагрузки на конструкцию двигателя. Торможение выходного звена может выполняться дросселированием рабочего тела на выходе из полости опорожнения в конце хода поршня.

## СХЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ

Схема плавного торможения поршня пневмодвигателя (ПД) с помощью специального дросселя показана на рис. 1. Сжатый воздух под давлением  $P_n$  из магистрали поступает в штоковую полость ПД через пневмораспределитель (ПР)  $P4$  и обратный клапан  $OK2$ . Поршень движется из правого положения в левое. Воздух из бесштоковой полости через дроссель  $DP1$  и ПР  $P3$  сбрасывается в атмосферу. При достижении положения  $||$  воздух через ПР  $P1$  поступает в дрос-

сель  $ДР2$ , настроенный на повышенное сопротивление потоку. В бесштоковой полости ПД давление  $p_2$  увеличивается, перепад давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  уменьшается, и происходит торможение поршня за счет преобразования энергии движения поршня в энергию сжатого газа.

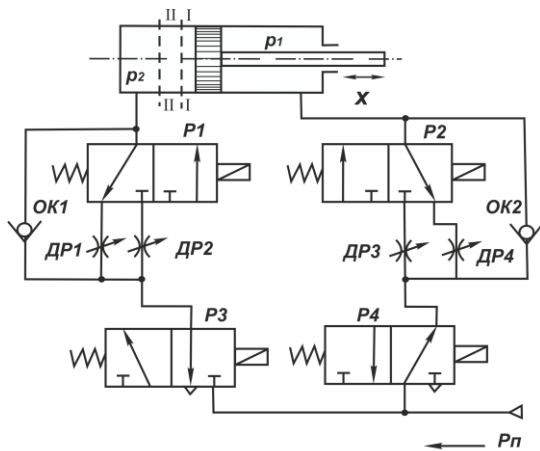


Рисунок 1 – Схема торможения поршня ПД с помощью специального дросселя

Для полного торможения поршня ПД в заданном положении ||-|| необходимо обеспечить равенство сил на поршне  $p_2 \cdot A_{п} = p_2 \cdot A_{ш}$ , где  $A_{п}$  и  $A_{ш}$  - площади бесштоковой и штоковой полостей поршня.

Для реверса поршня переключаются ПР  $P1...P4$ . Заданная скорость поршня обеспечивается настройкой дросселей  $ДР1$  и  $ДР4$ , а торможение поршня в конце хода - настройкой дросселей  $ДР2$  и  $ДР3$ . Данный метод регулирования скорости и торможения поршня конструктивно прост, но требует перенастройки дросселей при каждом изменении нагрузки. Кроме того, тормозной путь в этом случае составляет значительную часть от основного.

Одним из способов торможения поршня ПД является способ, при котором создается противодействие в соответствующей полости ПД. В этом случае при достижении поршнем определенного положения полость опорожнения соединяется с питающей магистралью привода.

Схема такого привода представлена на рис. 2.

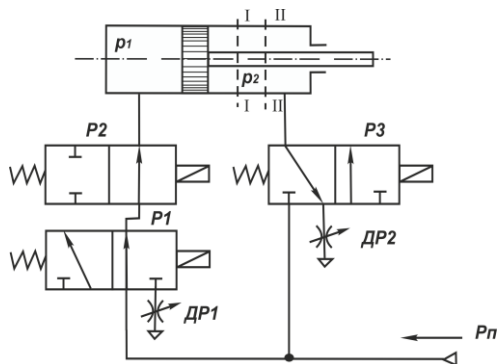


Рисунок 2 – Схема торможения поршня ПД противодавлением

Сжатый воздух из магистрали поступает через ПР  $P1$  и  $P2$  в бесштоковую полость ПД, а штоковая полость через  $P3$  и  $ДР2$  сообщена с атмосферой. Поршень ПД движется вправо, перепад давления  $\Delta p = p_1 - p_2$ . При достижении поршнем положения  $||$  ПР  $P3$  переключается, сжатый воздух из магистрали питания поступает в штоковую полость ПД. Давление в полостях ПД сравнивается ( $p_1 = p_2$ ). Из-за разности площадей бесштоковой и штоковой полостей цилиндра  $A_1$  и  $A_2$  на поршень действует сила перемещения  $F = p_1(A_1 - A_2)$ , под действием которой поршень будет двигаться, но с меньшей скоростью. Для создания равновесия сил на поршне (эффекта торможения) одновременно с переключением  $P3$  переключается  $P2$ , т.е. прекращается доступ сжатого воздуха в бесштоковую полость. В этом случае она представляет собой замкнутый объем  $V$ , где с некоторым допущением процесс состояния газа можно принять изотермическим [1]

$$pV = \text{const.} \quad (1)$$

Равновесие сил на поршне

$$p_1 A_1 = p_2 A_2 + F_c, \quad (2)$$

или

$$0,25\pi D^2 p_1 = 0,25\pi(D^2 - d^2) p_2 + F_c,$$

где  $F_c$  - полезная нагрузка;  $D$  - диаметр поршня,  $d$  - диаметр штока.

Если принять  $F_c = 0$ , то последнее выражение примет вид

$$p_1 = p_2(1 - (d/D)^2) \text{ или } p_1/p_2 = 1 - (d/D)^2 \quad (3)$$

Выражение (3) характеризует соотношение между давлением в бесштоковой и штоковой полостях ПД для получения равновесия сил на поршне (при отсутствии нагрузки) и является условием для торможения поршня. При этом начальное давление  $p_{1н}$  должно изменяться до величины  $p_1$  меньшей  $p_{1н}$ , а давление  $p_{2н}$  возрастает до  $p_{2н} = p_{пит}$ . Перемещение поршня при замкнутом объеме воздуха приводит не только к изменению давления, но и объема газа.

Используя соотношение (1), запишем

$$\frac{p_1}{p_{1н}} = \frac{V_{1н}}{V_1} = \frac{A_1 \cdot X_{1н}}{A_1 \cdot X_1} = \frac{X_{1н}}{X_1} \quad (4)$$

Решая совместно (3) и (4), получим

$$X_{1н}/X_1 = 1 - (d/D)^2 \quad (5)$$

В реальных конструкциях ПД  $d/D \approx 0,3 \dots 0,7$ . Тогда

$$X_{1н}/X_1 = 1 - (d/D)^2 = X_{1н}/(0,91 \dots 0,51) \approx (1,1 \dots 1,96) \cdot X_{1н} \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что при использовании рассмотренного способа торможения с учетом принятых допущений перемещение поршня ПД после подачи сигнала на останов составляет от 10 до 96 % от первоначального положения поршня и зависит от конструкции исполнительного двигателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью безударного останова выходного звена ПП, снижения уровня шума и уменьшения динамических нагрузок на конструкцию ПД, выполняющую технологические операции с высокой скоростью, следует применять специальные тормозные устройства, ограничивающие скорость движения поршня в конце рабочего хода.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Герц, Е.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.



УДК 62.82

**ПРИНЦИПЫ АКТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ  
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ  
PRINCIPLES OF ACTIVE PROVISION OF RELIABILITY OF  
HYDRAULIC SYSTEMS**

**В. С. Шевченко, д-р техн. наук, проф.**  
**Военная академия Республики Беларусь**  
V. Shevchenko, Doctor of technical Science, Professor  
Military Academy of the Republic of Belarus

Рассматриваются принципы управления надежностью гидравлических систем на стадии проектирования, предполагающие наличие уравнений объектов управления и возмущающих воздействий.

The principles of controlling the reliability of hydraulic systems at the design stage, assuming the existence of equations of control objects and perturbing influences, are considered

## **ВВЕДЕНИЕ**

Практикой создания и эксплуатации машин и гидравлических систем подтверждаются три главных аспекта надежности: структурный, включающий методы системной организации объекта на первой стадии его разработки; технологический, относящийся к этапу производства и включающий методы изготовления устройств, улучшения свойств материалов, а также испытаний, обкатки, доводки изделий; эксплуатационный, охватывающий принципы и методы диагностики, технического обслуживания и восстановления утраченных свойств в процессе эксплуатации.

Обеспечение надежности гидравлических систем на стадии проектирования является наиболее перспективным направлением. В свою очередь производство и эксплуатация гидравлических систем должны осуществляться с учетом задач и возможностей, заложенных на первой стадии их создания. Поддержание высокого уровня надежности в процессе длительной эксплуатации при изменении ее режимов и условий в широких диапазонах можно обеспечивать, используя возможности самоорганизации сложных систем, а также активного управления параметрами [1].

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Структурное обеспечение надежности представляет существенную часть общей системы управления надежностью машин. Подсистемы обеспечения надежности, вводимые в структуру машины, осуществляют активное воздействие на ее элементы с целью поддержания требуемой надежности.

Для обоснования корректного подхода к обеспечению надежности сложных систем определены основополагающие принципы.

1. Принцип управляемости. Система или устройство представляются в виде объекта управления. В основу управления положена информация о физических процессах, приводящих к утрате работоспособности.

2. Принцип корректирующего действия. В основе этого принципа лежит компенсация возмущений и отклонений параметров в функционирующих системах.

3. Принцип рациональной структурной избыточности и иерархичности целей. Целесообразное развитие структуры обеспечивает повышение надежности технической системы, при этом определяются множество целей и их значимость, устанавливаются уровни управления, выбираются показатели эффективности и целевые функции, обосновываются средства для осуществления целей.

Управление надежностью машины может осуществляться воздействием на параметры, определяющие ее надежность. Известны традиционные методы и средства защиты и обеспечения надежности машин: запасы по параметрам, резервирование, установка предохранительных клапанов, очистителей и др. Под защитой системы или устройства подразумевается средство управления надежностью, позволяющее своевременно реагировать на предпосылки к отказам (так называемые предупреждающие отказы) и предупреждать возникновение аварии. Чаще всего защитные устройства при срабатывании выключают систему или устройство до устранения причин возможной аварии. Функции защиты выполняются также службой эксплуатации (человеком-оператором). Этот способ наиболее приемлем при эксплуатации относительно несложных систем.

Резервирование элементов, подсистем, а также запасы по параметрам можно использовать, когда это позволяют ограничения по массе, стоимости или когда любые другие варианты трудно осуществимы.

Особенно сложно реализовать обеспечение надежности с помощью резервирования и запасов по параметрам в мобильных машинах и вообще в механических системах. Конструктивное исполнение механических и гидромеханических устройств типа двигателей, насосов, трансмиссий не позволяет обеспечить резервирование основных элементов (приводной вал, шатун, зубчатая передача и т. п.).

Управление надежностью машин на стадии проектирования - это обеспечение необходимого уровня надежности, осуществляемое путем разработки рациональных структурной и конструктивной схем и отдельных устройств, установление соотношений между ними; обоснование рабочих режимов, стратегий эксплуатации, а также обеспечение возможности регулирования и управления всеми параметрами, определяющими надежность.

Можно предположить множество возможных технических реализаций средств обеспечения надежности машин. Обеспечивающие устройства (подсистемы) могут быть реализованы за счет введения в конструкцию дополнительных элементов или связей, которые действуют постоянно при работе машины или включаются в работу периодически по определенной программе; автоматическими устройствами или подсистемами, входящими в состав привода, которые корректируют, компенсируют, отключают или снимают часть нагрузки (в общем случае - внешнего воздействия) при превышении допустимого уровня; устройствами и подсистемами, обеспечивающими управление надежностью привода с участием оператора и т. п. Общий вид структурной схемы автоматизированной обеспечивающей подсистемы показан на рис.2.

Структурная избыточность бывает двух типов: введение дополнительных элементов в систему с целью обеспечения ее надежности либо не затрагивает принципиальных решений, принятых при синтезе основной системы (не изменяются способ функционирования, структура и характер составных частей основной системы), либо приводит к коренному изменению структуры и принципов функционирования отдельных частей основной системы и всей развитой системы. Примером структурной избыточности первого типа может быть простое резервирование элементов и подсистем. Второй тип предполагает конструктивные и структурные изменения, вводимые в виде избыточности в систему привода с целью обеспечения требуемой надежности.

## *Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»*

В зависимости от наличия и характера исходных данных управление надежностью машины может быть детерминированным, стохастическим и адаптивным. Два первых типа управления предполагают наличие уравнений объектов управления и возмущающих воздействий или управляющих программ различного вида. В случае, когда указанные предпосылки неизвестны, применяется адаптивное управление.

При решении задач управления надежностью могут быть использованы известные методы исследования операций, теории игр, автоматического, адаптивного, иерархического управления.

В общем виде стратегия управления надежностью технических систем на стадии их проектирования может быть представлена следующим образом.

Если в результате расчета при испытаниях как опытных, так и макетных образцов устройств окажется, что значения показателей надежности не удовлетворяют заданным требованиям, принимается решение о генерировании некоторых управляющих воздействий, позволяющих повысить надежность системы до требуемого уровня. Обобщенный показатель надежности является функцией показателей надежности всех элементов и устройств, входящих в систему. Управляющие воздействия должны быть направлены на улучшение этих составных показателей.

Подсистемы обеспечения надежности, как и резервирование, представляют структурную избыточность, но в отличие от резервирования их введение является более общим случаем обеспечения надежности сложных систем. Основное их отличие от резервных подсистем заключается в том, что они вводятся не для замещения отказавших основных подсистем, а с целью обеспечения благоприятных условий их функционирования.

## ЛИТЕРАТУРА

Шевченко, В.С. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: уч. пособие / В.С.Шевченко [и др.]. – Мн: Ураджай, 2001. - 396 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Секция «Автомобилестроение».....	3
Секция «Двигатели внутреннего сгорания».....	93
Секция «Тракторы, мобильные машины и комплексы»..	130
Секция «Техническая эксплуатация автомобилей».....	184
Секция «Гидравлика мобильных машин».....	240

Научное издание

**АВТОМОБИЛЕ-  
И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ**

*Материалы Международной  
научно-практической конференции*

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 29.06.2018. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 16,16. Уч.-изд. л. 12,64. Тираж 50. Заказ 526.

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.