

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-  
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**НАУКОВІ ПРАЦІ**

**Міжнародної науково-практичної конференції  
присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ,  
85-річчю заснування автомобільного факультету  
та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника:**

**"Новітні технології в  
автомобілебудівництві та транспорті"**

**15-16 жовтня 2015 р., м. Харків**



**Харків, 2015**

# ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

## КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

**Туренко Анатолій Миколайович** – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету конференції;

**Гладкий Іван Павлович** – перший заступник ректора ХНАДУ, к.т.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

**Богомолів Віктор Олександрович** – заступник ректора ХНАДУ з наукової роботи, заступник керівника Північно-східного наукового центру Транспортної академії України, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

**Тохтар Георгій Іванович** – заступник ректора ХНАДУ з науково-педагогічної роботи і міжнародних зв'язків, к.т.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

**Сараєв Олексій Вікторович** – декан автомобільного факультету ХНАДУ, к.т.н., доцент.

## ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

**Абрамчук Федір Іванович** – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, д.т.н., проф., академік Транспортної академії України;

**Волков Володимир Петрович** – зав. кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ, д.т.н., проф., академік Транспортної академії України;

**Клименко Валерій Іванович** – зав. кафедри автомобілів ХНАДУ, к.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

**Кухаренко Георгій Михайлович** – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Білоруського національного технічного університету, д.т.н., професор;

**Лозовий Андрій Іванович** – директор Харківського науково-дослідного інституту судових експертиз імені Засл. проф. М.С. Бокаріуса, судовий експерт вищої кваліфікації;

**Морозов Олександр Олександрович** – заступник начальника Академії внутрішніх військ МВС України з наукової роботи, д.т.н., професор, Заслужений працівник освіти України;

**Подригало Михайло Абович** – зав. кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

**Сафонов Андрій Іванович** – зав. кафедри гідропневмоавтоматики і гідропневмоприводу Білоруського національного технічного університету, к.т.н., доцент;

**Сергієнко Олег Юрійович** – професор-дослідник Автономного Університету Нижньої Каліфорнії, м. Мехікалі, Мексика;

**Перлін Станіслав Ігорович** – нач. НДЕКЦ ГУМВС України в Харківській області, полковник міліції;

**Матейчик Василь Петрович** – декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Відмінник освіти України;

**Дубонос Костянтин Валентинович** – заступник начальника Державного науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВСУ, полковник міліції;

**Томас Ламла** – директор ФОІНЕСТ науково інноваційно-дослідний центр енерго-накопичувальних технологій Пенемюнде;

**Yuliya Gorb** – Associate Professor, Department of Mathematics, University of Houston;

**Dipl.- Ing O. Goloborodko** – Institut für Dynamik und Schwingungen, TU-Braunschweig.

## ЗМІСТ

### Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

<b>Jozwiak P.</b> .....	<b>25</b>
Monitoring of technologies development for automotive industry with textminig	
<b>Mariychuk R. T.</b> .....	<b>27</b>
Application of nanomaterials for development of alternative vehicles	
<b>Василевський І. О., Ганєва Т. І.</b> .....	<b>29</b>
Оптимізація показників гальмування зразків військової автомобільної техніки	
<b>Гущин О. В., Чернецкая-Билецкая Н. Б.</b> .....	<b>31</b>
Использование структурных режимов движения аэросмесей, как основа совершенствования пневмотранспорта сыпучих материалов	
<b>Дейнеко Н.В.</b> .....	<b>33</b>
Перспективи використання плівкових феп на основі cds/cdte в сучасних автомобільних системах	
<b>Дем'янюк Б. О., Олійник О. А.</b> .....	<b>35</b>
Метод порівняння і вибору варіантів модернізації військової автомобільної техніки з метою збільшення її ресурсу	
<b>Дзюбенко О. А., Зеленчук І. Д.</b> .....	<b>37</b>
Технологія бездротового заряду акумуляторів електромобілів	
<b>Кальянов Г. К.</b> .....	<b>39</b>
Схемотехніка коректорів коефіцієнта потужності	
<b>Красюк А.Н.</b> .....	<b>41</b>
Совершенствование электронно-пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автобусов	
<b>Леонтьев Д.Н., Ломака С.Й.</b> .....	<b>43</b>
Теоретическое определение высоты центра масс автомобиля на основе эмпирической зависимости	
<b>Михалевич Н.Г., Рябуха Ю.О.</b> .....	<b>45</b>
Модель коробки передач с кулачковыми муфтами	

<b>Михалевич Н.Г., Щербинка А.В.</b> .....	<b>47</b>
Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу Е-8, що оснащено різними варіантами трансмісії.	
<b>Рижих Л. О., Дон Е.Ю.</b> .....	<b>49</b>
Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електронно – пневматичною гальмівною системою	
<b>Сергиенко А.В.</b> .....	<b>51</b>
Расчетно-экспериментальный метод оценки энергопоглощающих свойств элементов пассивной безопасности автомобилей для спорта	
<b>Сильченко Н.Н., Михалевич Н.Г.</b> .....	<b>52</b>
Математическое моделирование механизма управления коробкой передач	
<b>Скорик М. О.</b> .....	<b>54</b>
Аналіз впливу збуджуючих сил на стійкість руху легкового автомобіля із причепом у складних дорожніх умовах	
<b>Смирнов О. П.</b> .....	<b>55</b>
Гибридная силовая установка для автобуса	
<b>Ужва А.В., Сергиенко А.В.</b> .....	<b>57</b>
Композитные материалы в элементах конструкций автомобилей	
<b>Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І.</b> .....	<b>58</b>
До вибору ряду передаточних чисел трансмісії автомобілів сімейства «газель» за аналізом характеристик розганяння та паливної економічності	
<b>Шаповаленко В.А.</b> .....	<b>61</b>
Повышение пассивной безопасности спортивного автомобиля при боковом ударе	
<b>Шуклинов С.Н., Залогин М.Ю.</b> .....	<b>63</b>
Улучшение эксплуатационных свойств гидравлического механизма опрокидывания кабины транспортного средства категории N».	
<b>Ярита А.А.</b> .....	<b>65</b>
Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов	

## Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ

<b>Dr. Aamir Hashem</b> .....	67
Intelligent Transportation Systems (ITS) And The Transportation System	
<b>Dr. Husham Alorabe</b> .....	70
Vehicle Control and Information Systems for Safe Driving	
<b>Dr. Issa Ismail Ebadah</b> .....	72
Transport and its infrastructure	
<b>Mansura, Dmytro Adnan, Thom, Nicholas Howard, Beckedahl, Hartmut Johannes</b> .....	77
Prediction of Texture-Dependent Effects on Vehicle Fuel Consumption	
<b>Агапоненко М. І.</b> .....	79
Контроль технічного стану електронної гальмівної системи АБС автомобіля	
<b>Аксенов А. А., Третьяков А. И., Голев А. В.</b> .....	81
Влияние внешних факторов на периодичность анализа моторного масла автомобиля	
<b>Антошків О. В., Бондаренко Є. С.</b> .....	83
Оцінка енергетичної ефективності гібридного автобуса при різних циклах	
<b>Арцибашева Н. М., Чуренова Д. І.</b> .....	85
Використання температурних залежностей параметрів діелектричної проникності при контролі моторних масел	
<b>Балака М. М.</b> .....	87
Методика розрахунку тягово-зчіпних властивостей колісного рушія з великогабаритною шиною	
<b>Балака М. М., Паламарчук О. М.</b> .....	89
Вплив внутрішнього тиску в шинах на експлуатаційні характеристики транспортно-технологічних засобів	
<b>Балака М. М., Педоряка М. В.</b> .....	91
Дорожні умови експлуатації великогабаритних шин	
<b>Безродный В. В.</b> .....	93
Альтернативное топливо для бензиновых двигателей	

<b>Белогуров Е.А.</b> .....	<b>94</b>
Определение тягово-скоростных свойств автомобиля дорожным методом, работающего на разных видах топлива	
<b>Богаевский А. Б.</b> .....	<b>96</b>
Исследование затрат энергоресурсов в процессе разряда/заряда аккумуляторной батареи при запуске мощного транспортного дизеля	
<b>Болдовский В.Н.</b> .....	<b>98</b>
Исследование изменения эксплуатационных параметров автомобиля при движении по дорогам с низкой несущей способностью	
<b>Булгаков М.П.</b> .....	<b>99</b>
Оцінка технічного стану гальмівних систем за відносними величинами часу та уповільнення	
<b>Буряченко І. С.</b> .....	<b>101</b>
Урахування характеристик автомобільних доріг з метою зберігання технічного стану військової техніки	
<b>Василишин С. М., Арцибашева Н. М.</b> .....	<b>103</b>
Розробка методики контролю живучості рамних несущих систем військових автомобілів у процесі експлуатації	
<b>Великодний С. С.</b> .....	<b>104</b>
Модель реінжинірингу програмного забезпечення scada-систем, що застосовуються на транспорті	
<b>Волков Ю. В.</b> .....	<b>106</b>
Состояние и перспективы развития технической эксплуатации автомобилей	
<b>Волков В. П., Грицук І. В., Ушаков А. Л.</b> .....	<b>109</b>
Особливості вимірювального комплексу для дослідження процесу прогріву салону транспортного засобу тепловим акумулятором в процесі передпускової і післяпускової теплової підготовки	
<b>Воропай А. В., Грузина А. С.</b> .....	<b>111</b>
Краткий обзор использования web-технологий в автомобильной промышленности	
<b>Гильмутдинов Ш. А.</b> .....	<b>112</b>
Информационные и материальные потоки в технологической подготовке эксплуатации автомобильного транспорта	

<b>Говорун А.Г., Бугрик О. В.</b> .....	<b>114</b>
Про деякі особливості розширення паливної бази колісних транспортних засобів	
<b>Гребенников А.С., Гребенников С.А, Куверин И.Ю., Обельцев А.С., Гребенкин Р.А.</b> .....	<b>116</b>
Диагностирование автомобиля по внутрицикловым изменениям скорости вращения его элементов	
<b>Григорова Т. М. Буряченко І. С.</b> .....	<b>121</b>
Урахування характеристик автомобільних доріг з метою зберігання технічного стану військової техніки	
<b>Грицук І. В.</b> .....	<b>123</b>
Особенности структуры информационного программного комплекса мониторингу, диагностирования і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах ITS	
<b>Дацюк М. Ю.</b> .....	<b>125</b>
Метод багатofакторного порівняння якості експлуатації військової автомобільної техніки	
<b>Дитятьев А. В.</b> .....	<b>127</b>
К вопросу о ездовых свойствах автомобилей и признаках технического состояния автоматических коробок передач (АКП)	
<b>Добреля О. В.</b> .....	<b>130</b>
Метод багатofакторного військово-технічного порівняння багатовісних тягачів	
<b>Дорохин С. В., Прохоров Д. Л., Старков Е. В.</b> .....	<b>132</b>
Проблемы загрязнения городской среды предприятиями автомобильного сервиса	
<b>Зенкин Е. Ю.</b> .....	<b>134</b>
Комплексная оценка неполадок системы управления и топливной аппаратуры в системах аккумуляторной топливоподачи	
<b>Зуев В. А.</b> .....	<b>135</b>
Анализ метода двойного выбега для определение момента инерции вращающихся масс автомобиля	
<b>Зуев В. А.</b> .....	<b>137</b>
Определение момента инерции вращающихся частей автомобиля методом хвойного выбега	

<b>Зыбцев Ю.В., Рабинович Э.Х.</b> .....	<b>139</b>
Общее диагностирование тягово-скоростных свойств легкового автомобиля по разгону и выбегу на дороге малой длины. Массовая проверка	
<b>Ейсмонт Г. І.</b> .....	<b>141</b>
Метод оцінки ефективності відновлення автомобільних базових шасі, що отримали бойові пошкодження	
<b>Клец Д. М.</b> .....	<b>143</b>
Неопределенность измерения параметров движения автомобиля с помощью датчиков линейных ускорений	
<b>Кравченко А. П., Зубачик С. Л., Мухин Р. Г.</b> .....	<b>145</b>
Эксплуатационная надежность автомобилей-тягачей	
<b>Кравченко А. П., Осипов В. А.</b> .....	<b>147</b>
Прогнозирование аварийности в местах установки средств принудительного снижения скорости	
<b>Кривошапов С.И., Горбик Ю.В.</b> .....	<b>149</b>
Программный комплекс информационного обеспечения базовых норм рас хода топлива на автомобильном транспорте	
<b>Лебедев А. Т., Подригало М. А. , Артемов Н. П., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Кайдалов Р.О., Шуляк М. Л.</b> .....	<b>152</b>
Модель многокомпонентного сложного движения в решении задач управления системой мобильных машин	
<b>Мазин О. С., Коробко А. И.</b> .....	<b>154</b>
Диагностирования агрегатов и узлов рулевого управления шарнирно-сочлененных машин	
<b>Мармут И. А.</b> .....	<b>156</b>
Моделирование условий для получения диагностической информации	
<b>Марченков В. В.</b> .....	<b>158</b>
Розробка пропозицій для оновлення парку автомобільних засобів з урахуванням їх технічного стану	
<b>Марчук Б. Г.</b> .....	<b>159</b>
Шляхи удосконалення можливостей відновлення військової автомобільної техніки в польових умовах	

<b>Мастепан С. М.</b> .....	<b>161</b>
Економіко-математична модель розвитку технологій виробництва послуг з технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів	
<b>Овинцев Ю. І.</b> .....	<b>162</b>
Порівняний аналіз і вибір заходів для забезпечення живучості військової автомобільної техніки	
<b>Павлюк В. І.</b> .....	<b>164</b>
Необхідність уточнення питомих трудомісткостей обслуговування легкових автомобілів для технологічного проектування СТО	
<b>Пікневич О. Р., Ганєва Т. І.</b> .....	<b>165</b>
Розробка пропозицій щодо збільшення ресурсу акумуляторів військової автомобільної техніки	
<b>Подригало М. А. , Клец Д. М. , Сальников Р.Ю.</b> .....	<b>166</b>
Определение нормальных реакций дороги на колесах многоосной колесной машины	
<b>Рабинович Э.Х., Зыбцев Ю.В.</b> .....	<b>168</b>
Расчет параметров вразгона легкового автомобиля с эмпирическими поправками	
<b>Тимченко О.І., Назаров О.І., Назаров І.О.</b> .....	<b>171</b>
Підвищення строку служби дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються	
<b>Сахно В. П. , Сакно О. П., Лисий О. В.</b> .....	<b>173</b>
Особливості управління технічним станом автопоїздів	
<b>Сакно О. П. , Лукічов О. В.</b> .....	<b>175</b>
До питання коригування режимів технічного обслуговування автопоїздів	
<b>Сакно О. П., Маханьков В. А., Кулакевич Б.І., Чень В.Б.</b> .....	<b>177</b>
До підвищення ефективності роботи технічної служби	
<b>Сакно О. П., Мойся Д. Л., Пришляк Р. Л., Немиш Р.В., Подимський А.І.</b> .....	<b>178</b>
До питання покращення показників маневреності та стійкості руху автопоїздів	
<b>Сакно О. П., Обертас В. Ф., Короп О.О., Павловський Д.Г., Салій В.І.</b> .....	<b>179</b>
Системне відображення та підвищення технічного рівня стану автопоїздів	

<b>Сакно О. П., Поворозник К.І., Єрмоленко С.С. ....</b>	<b>181</b>
До питання ефективності технічної експлуатації автопоїздів	
<b>Сакно О. П., Ткачук П. О., Муженко Д. І., Ковальчук О. А. ....</b>	<b>183</b>
До питання забезпечення працездатності автопоїздів	
<b>Сараева И. Ю., Бежнар С. Н. ....</b>	<b>185</b>
Испытания тормозной эффективности автомобиля в дорожных условиях	
<b>Федорашко І. О. ....</b>	<b>189</b>
Оптимізація параметрів перевезення під час передислокації особового складу військової частини	
<b>Черкасов С. О. ....</b>	<b>191</b>
Прогнозування змін технічного стану військової автомобільної техніки під впливом факторів випадкового типу	
<b>Шаран Е. В. ....</b>	<b>193</b>
Оцінка впливу некомфортних перевезень особового складу на рівень їх транспортної стомлюваності	
<b>Шевченко С. А. ....</b>	<b>195</b>
Особенности осуществления превентивной замены элементов машин при наличии инкубационного этапа развития дефектов	

### **Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ**

<b>Аргун Щ. В. ....</b>	<b>197</b>
Система контроля и управления источника мощности – генератора многократных токовых импульсов	
<b>Арцибашева Н. М., Сметанюк І. Р. ....</b>	<b>199</b>
Пропозиції для забезпечення надійності несучих систем автотранспортних засобів	
<b>Баранова В. О., Кадебина А.Н. ....</b>	<b>200</b>
Синтез промышленной сети на конвейерном производстве транспорта	
<b>Василишин С. М., Арцибашева Н. М. ....</b>	<b>202</b>
Розробка методики контролю живучості рамних несучих систем військових автомобілів у процесі експлуатації	

<b>Гнатов А. В., Чаплыгин Е. А.</b> .....	<b>203</b>
Рихтовка автомобильных кузовов с применением технологий магнитно-импульсной обработки металлов	
<b>Дубинин Е. А.</b> .....	<b>205</b>
Метод оценки надежности водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия"	
<b>Кадырметов А. М., Бухтояров В. Н., Мальцев А. Ф.</b> .....	<b>209</b>
Использование модуляции электрических параметров при плазменном нанесении покрытий	
<b>Ненастина Т. А. , Гапон Ю. К., Сахненко Н. Д., Ведь М. В.</b> .....	<b>211</b>
Функциональные покрытия сплавами кобальта	
<b>Осірак М. В., Арцибашева Н. М.</b> .....	<b>212</b>
Прогнозування залишкового ресурсу несучих рамних систем військових автомобілів	
<b>Соколовський Д. А., Арцибашева Н. М.</b> .....	<b>214</b>
Аналіз можливостей підвищення ресурсу колінчастого валу автомобіля КРАЗ шляхом напилення робочих поверхонь детонаційним методом	
<b>Ткачук М. В., Арцибашева Н. М.</b> .....	<b>216</b>
Вплив технологічних характеристик напилення на ресурс газополуменевих покриттів деталей військових автомобілів	
<b>Туренко А. И.</b> .....	<b>218</b>
Идеальное распределение тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях	
<b>Чаплыгин Е. А., Сабокарь О. С.</b> .....	<b>219</b>
Индукционный нагрев для альтернативных технологий ремонта и обслуживания автомобильного транспорта	
<b>Черніков О. В.</b> .....	<b>221</b>
Сучасні технології розробки цифрових прототипів виробів машинобудування	
<b>Цибульський В. А.</b> .....	<b>224</b>
Дослідження щодо впливу активного мастильного матеріалу на параметри відбитків конічного індентора	

<b>Цыбульский В. А., Савченков Б. В.</b> .....	<b>227</b>
Комплексный параметр деформационно-прочностных свойств для оптимизации режимов термической обработки и выбора материала деталей	

#### **Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ**

<b>Bgantcev V. N., Avramenko A. N., Kondratenko O. M</b> .....	<b>230</b>
Prospects of using petrol and alcohol mixtures by piston internal combustion engines	

<b>Vambol' S. O., Kondratenko O. M., Semykin V. M.</b> .....	<b>232</b>
Problems of particulate matter mass emission in diesel exhaust experimental determination	

<b>Tropina A. A., Vovk Y. G., Shneider M. N.</b> .....	<b>234</b>
Advanced combined discharges ignition in different fuels	

<b>Абрамчук Ф. И., Бойчук М. В.</b> .....	<b>237</b>
Сравнительный анализ показателей газового двигателя при работе на сжиженном нефтяном и природных газах	

<b>Врублевський О. М., Грайворонский Е. С</b> .....	<b>239</b>
Уточнение методики диагностирования среднеоборотного дизеля оценки при моделировании процессов смесеобразования и сгорания	

<b>Врублевський О. М., Ласинович Б. Б.</b> .....	<b>240</b>
Методика верифікації моделі паливної апаратури з врахуванням похибок визначення характеристик паливоподачі.	

<b>Врублевский А. Н., Подлещук С. О.</b> .....	<b>242</b>
Выбор параметров и характеристик в программном продукте Ecotron для микропроцессорного управления двигателя	

<b>Грайворонский Е. С.</b> .....	<b>244</b>
Результаты CFD модели равенства течения топлива в проточной части распылителя.	

<b>Грицюк А. В., Ревелюк И. С.</b> .....	<b>245</b>
Анализ способов демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля.	

<b>Иванова З. А., Иванов Е. М.</b> .....	<b>247</b>
Выбор рациональной формы отверстия под адаптеры в рубашках охлаждения цилиндров двигателя Д100	
<b>Корогодский В. А., Савенко В. В., Стеценко О. Н.</b> .....	<b>249</b>
Определение индикаторного КПД двухтактного двигателя с внешним смесеобразованием	
<b>Кузьменко А. П.</b> .....	<b>251</b>
Використання циклу з продовженим розширенням в мікролітражних двигунах з метою підвищення ефективних показників	
<b>Куць Н. Г.</b> .....	<b>253</b>
Дослідження ефективності роботи газотурбінних двигунів	
<b>Михалюк М. С., Антошків О. В.</b> .....	<b>256</b>
Турбокомпаундний дизельний ванкель для спортивних автомобілів	
<b>Міщук Д. О.</b> .....	<b>258</b>
Перспективи використання просторового шарніру в якості кривошипно- шатунного механізму в двигунах внутрішнього згорання	
<b>Пилипенко О. М., Шльончак І. А., Підгорний М. В.</b> .....	<b>260</b>
Конвертація перспективних двигунів внутрішнього згорання для роботи на біогазі	
<b>Скалыга Н. Н., Рудинец Н. В.</b> .....	<b>262</b>
Концепция универсального ДВС на единой платформе	
<b>Стаценко В. И.</b> .....	<b>264</b>
Совершенствование рабочих процессов двигателей с искровым зажиганием, работающих на альтернативных топливах с применением свечей зажигания отечественного производства	

## Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

<b>Біловол О.В.</b> .....	<b>266</b>
Використання планової деформації русла у якості гасителя енергії	
<b>Біловол О.В.</b> .....	<b>269</b>
Універсальна водобійна споруда	
<b>Гущин О. В., Чернецкая-Билецкая Н.Б.</b> .....	<b>272</b>
Использование структурных режимов движения аэросмесей, как основа совершенствования пневмотранспорта сыпучих материалов	
<b>Егоров П.А.</b> .....	<b>273</b>
О влиянии жесткости основания на результаты экспериментальных исследований нестационарного деформирования элементов конструкций	
<b>Ильченко А.В., Ломакин В.А.</b> .....	<b>275</b>
Неравномерность хода двигателя МемЗ-2457 с учетом изменения приведенного момента инерции его кривошипно-шатунного механизма	
<b>Кащенко А.А.</b> .....	<b>277</b>
Методика определения локальных коэффициентов теплоотдачи на торцевых поверхностях сопловых аппаратов турбин	
<b>Красніков С.В., Макаров С.А.</b> .....	<b>282</b>
Метод дослідження міцності та моделювання типового елемента залізобетонних опорних конструкцій	
<b>Малахов Е.С.</b> .....	<b>286</b>
Прямая задача для нестационарных колебаний системы трех струн	
<b>Миронов К.А., Яковлева Л.К., Крупа Е.С., Кострова М.А.</b> .....	<b>289</b>
Влияние высоты отсасывающей трубы вертикальной радиально-осевой гидротурбины на потери энергии	
<b>Поваляев С.И.</b> .....	<b>293</b>
Применение различных методов регуляризации для решения обратных задач	
<b>Роговий А.С., Гончаров І.Д.</b> .....	<b>295</b>
Розрахунок витрати перекачаного середовища у вихрекамерних нагнітачах	
<b>Роговий А.С., Федосієнко М.В.</b> .....	<b>298</b>
Моделювання робочого процесу вихрекамерного насосу із входом перекачаного середовища через кільцевий канал	

<b>Рыбалко Р.И., Гуцин В.М. ....</b>	<b>301</b>
Анализ рабочих процессов аэродинамической классификации в помольных агрегатах сухого измельчения	
<b>Филипковский С. В.....</b>	<b>303</b>
Нелинейные колебания ротора турбохолодильника самолёта	
<b>Шатохин В.М., Никонов О.Я., Шатохина Н.В. ....</b>	<b>308</b>
Моделирование переходных режимов в приводе турбонаддува с гидрообъемной передачей транспортного дизеля	
<b>Шевченко С.А., Григорьев А.Л., Степанов М.С.....</b>	<b>311</b>
Моделирование силы трения в манжете газового редуктора	

## ЮВІЛЕЙ

### ДО 85-РІЧЧЯ ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНЬОГО УНІВЕРСИТЕТУ



Цей збірник наукових праць присвячений 85-річчю заснування Харківського автомобільно-дорожнього інституту.

Спочатку інститут складався з двох факультетів: автомобільного та дорожньо-будівельного, на яких навчалось близько 312 студентів. Кількість викладачів не перевищувала 30 чоловік.

У головному корпусі, побудованому в передвоєнні роки, розташувались 20 кафедр інституту, сучасні аудиторії, лабораторії та навчальні кімнати.

У роки Великої Вітчизняної війни інститут був евакуйований в Саратов і продовжував свою роботу. Багато викладачів та студентів захищали Батьківщину на фронтах.

Після повернення у 1944 році у зруйнований Харків за короткий період інститут відновив підготовку інженерних кадрів. Новий механічний факультет відкрився у 1947 році, а в 1966 – економічний. Інтенсивний розвиток економічних спеціальностей дозволив розширити економічний факультет і реорганізувати його у факультет управління та бізнесу. Інститут інтенсивно розбудовується, з'являються три нові навчальні корпуси, шість гуртожитків для студентів.

Перехід до ступеневої системи навчання (бакалавр–спеціаліст–магістр) започаткований у 1989 році, і вже в 1994 році відбувся перший випуск бакалаврів.

Сьогодні навчальний процес в університеті проводиться за Болонською угодою.

У 1993 році інститут був переіменований у Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, а в 2001 – одержав статус національного університету.

Значний науковий та педагогічний потенціал дозволяє університету готувати фахівців за 25 спеціальностями. За 85 років підготовлено більше 55 тисяч фахівців різних спеціальностей. За цей час захищено 375 кандидатських та 97 докторських дисертацій.

На 39 кафедрах університету сьогодні працює 650 викладачів, з них 67 докторів, професорів та 330 доцентів. Кандидати наук в аспірантурі та докторантурі одержують підготовку з 20 спеціальностей. В університеті працюють дві докторські та одна кандидатська ради ВАК України, які приймають захист із 7 спеціальностей.

В університеті ефективно працюють відомі наукові школи в галузях автомобілебудування, дорожнього господарства, економіки транспортного комплексу, матеріалознавства та ін.

Готуючись до святкування ювілею, колектив університету звітує про здобутки. За п'ять останніх років отримано 318 українських та іноземних патентів, видано 190 монографій, опубліковано понад 14454 наукових публікацій.

Загальний обсяг наукових досліджень становить 33,9млнгрн, з них 4,7 млн. грн – за рахунок видань загального фонду та 29,2 млн. грн – за рахунок спеціального фонду.

Колектив університету з оптимізмом дивиться у майбутнє.

## АВТОМОБІЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ – ЮВІЛЯР

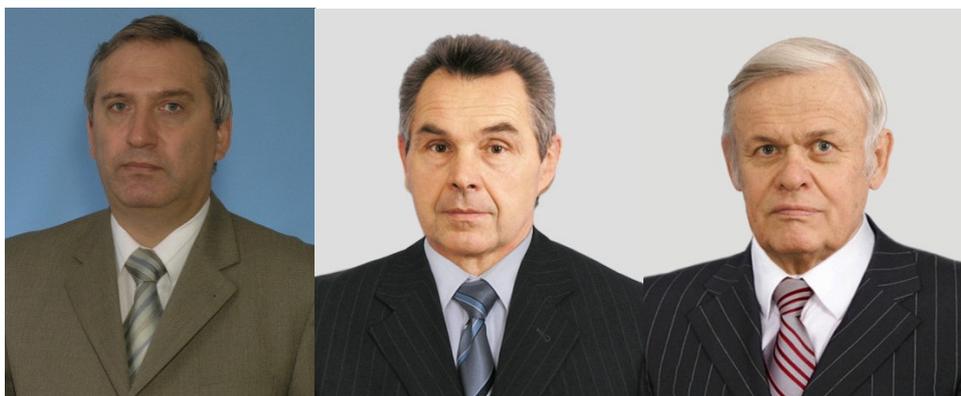
Автомобільний факультет разом з університетом святкує свій ювілей – нам 85 років. З початку існування (1930 р.) факультет очолювали видатні науковці, талановиті педагоги, знавці автомобільної справи: Д.З. Райський (1930–1931 рр., 1939–1941 рр.), Н.П. Денисенко (1931–1933 рр.), А.П. Хмельницький (1933–1936 рр.), О.Я. Штрахман (1936–1937 рр.), А.А. Шмитьков (1937–1939 рр.), П.О. Орехов (1946–1947 рр.), Є.І. Милославський (1947–1950 рр.), Б.В. Решетніков (1950–1957 рр.), М.І. Подщеколдін (1957–1962 рр.), М.Я. Говорущенко (1962–1965 рр.), В.Г. Терлецький (1965–1976 рр.), А.М. Туренко (1976–1981 рр.), В.М. Алексеєнко (1981–1986 рр.), Л.П. Гречко (1986–1988 рр.), В.П. Волков (1988–2005 рр.), М.М. Альюкса (2005–2013 рр.). З 2013 року факультет очолює доцент О.В. Сараєв.

У післявоєнні роки автомобільний факультет на деякий час було перейменовано в механічний у зв'язку з появою, крім основної спеціальності «Автомобілі», двох нових – «Дорожні машини та обладнання» і «Будівельні машини та обладнання». З 1952 року і до сьогодні назва автомобільного факультету є незмінною, що повністю відповідає назві та професійній спрямованості Харківського автомобільно-дорожнього університету.

За час існування автомобільний факультет дав життя й іншим факультетам. Так, у 1966 році на базі автомобільного був створений інженерно-економічний факультет (нині – факультет управління та бізнесу), а у 2005 році – факультет мехатроніки транспортних засобів (нині – факультет комп'ютерних технологій та мехатроніки).

Сьогодні на автомобільному факультеті навчається близько 750 студентів і працює 89 викладачів, з яких 85 % мають науковий ступінь та звання, з них 14 докторів наук, 61 кандидат наук, 14 професорів. Сім професорів у різні роки стали лауреатами Державної премії України в галузі науки і техніки – це професори А.М. Туренко, В.О. Богомолів, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, М.А. Подригало, Ф.І. Абрамчук та І.І. Тимченко.





Лауреати Державної премії України в галузі науки і техніки (зліва направо): ректор ХНАДУ, професор, д.т.н. Туренко Анатолій Миколайович, заслужений діяч науки і техніки України; проректор ХНАДУ, професор, д.т.н. Богомолів Віктор Олександрович, заслужений діяч науки і техніки України; завідувач кафедри автомобілів, професор, к.т.н. Клименко Валерій Іванович; професор, к.т.н. Рижих Леонід Олександрович; завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, професор, д.т.н. Подригало Михайло Абович; завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, професор, д.т.н. Абрамчук Федір Іванович; професор, д.т.н. Тимченко Ігор Іванович (нині покійний).

На факультеті активно діє три наукових школи: динаміка гальмування і гальмові системи автотранспортних засобів (науковий керівник – проф. А.М. Туренко); діагностика і прогнозування технічного стану автомобілів (науковий керівник – проф. В.П. Волков) та функціональна стабільність автомобілів і тракторів (науковий керівник – проф. М.А. Подригало). На базі факультету під керівництвом професора А.М. Туренка працює спеціалізована вчена рада Д 64.059.02 для захисту кандидатських та докторських дисертацій за трьома науковими спеціальностями, дві з яких – «Автомобілі та трактори» і «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» – відповідають науковому напрямку досліджень науковців факультету. За роки існування на факультеті підготовлено близько 100 кандидатів та понад 20 докторів наук.

Підготовка студентів на факультеті здійснюється за двома напрямками – «Автомобільний транспорт» та «Машинобудування» і трьома спеціальностями – «Автомобілі та автомо-більне господарство», «Колісні та гусеничні транспортні засоби» і «Двигуни внутрішнього згоряння». З першого курсу студенти починають набувати спеціальних знань за фахом з конструкції, експлуатації, сервісу та ремонту автомобільного транспорту. Заняття проходять на обладнанні фірм «Bosch», «Sun», «Modis», «Naga» та з використанням програмного забезпечення AutoCAD, Inventor, SolidWorks, Ansys, T-Flex, AVL. Всього за час існування факультету підготовлено понад 10 тис. фахівців – це інженери, спеціалісти, бакалаври, магістри.

## Випускники магістратури

Усі студенти факультету отримують додаткову робочу професію водія, проходячи навчання на сучасній автомобільній техніці Škoda, Renault, Daewoo. Для студентів автомобільного факультету регулярно організуються тематичні екскурсії на провідні підприємства з виробництва та продажу автомобілів як в Україні, так і за кордоном. Переддипломна практика студентів автомобільного факультету здійснюється на автомобільних підприємствах та в дилерських центрах «Audi», «BMW», «Chery», «Chevrolet», «Citroen», «Daewoo», «Ford», «Honda», «HYUNDAI», «KIA», «MAN», «Mazda», «Mercedes-Benz», «Mitsubishi», «Nissan», «Opel», «Peugeot», «Porsche», «Renault», «Seat», «Škoda», «Subaru», «Suzuki», «Toyota», «Volkswagen» та інших, а також у підрозділах автотехнічних досліджень Міністерства внутрішніх справ та Міністерства юстиції України. Сучасні випускники автомобільного факультету після закінчення університету працевлаштовуються на підприємствах і в підрозділах, де проходили практику, на таких посадах: менеджер із продажу автомобілів та запчастин, керівник та адміністратор сервісу, інженер з гарантії, конструктор, експерт-автотехнік, інспектор ДАІ, аварійний комісар та ін.

### Відвідування студентами дилерського центру «ТОУОТА»

Основа якісної підготовки студентів-автомобілістів полягає в потужній науково-методичній та науково-технічній базі шести кафедр автомобільного факультету, а саме автомобілів, технічної експлуатації та сервісу автомобілів, технології машинобудування та ремонту машин, двигунів внутрішнього згоряння, деталей машин і теорії механізмів та машин, теоретичної механіки і гідравліки.

Кафедра автомобілів є однією з центральних ланок на факультеті. Завідує кафедрою професор, кандидат технічних наук Валерій Іванович Клименко, лауреат Державної премії України в галузі науки та техніки за 1998 рік (автор 235 наукових робіт). Кафедра автомобілів випускає бакалаврів за напрямом «Машинобудування» і спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Колісні та гусеничні транспортні засоби». Основними науковими напрямками досліджень на кафедрі є: активна безпека автотранспортних засобів; теоретичні основи створення і дослідження апаратів гальмівного керування, трансмісії і підвіски; створення і дослідження анти-блокувальних гальмівних систем. Серед визначних досягнень науковців кафедри автомобілів винятково важливою є розробка цілого модельного ряду пневматичних, гідравлічних та пневмогідравлічних апаратів гальмівної системи, трансмісії й підвіски автомобіля та втілення цих апаратів у серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі для застосування на автомобілях КамАЗ, КрАЗ, ПАЗ, ЛАЗ.



До складу кафедри автомобілів входять студентське проектно-конструкторське бюро та славетна лабораторія швидкісних автомобілів, на базі яких студентами факультету створено цілу низку всесвітньо відомих рекордно-швидкісних автомобілів під маркою «ХАДІ». На цих автомобілях рекордів швидкості досягли заслужений майстер спорту Володимир Костянтинівич Нікітін, майстри спорту Юрій Стебченко, Володимир Гавриленко, Георгій Біліс, Михайло Кузенков, Михайло Гриненко та Петро Бородай. Дещо згодом титул чемпіона України з автомобільних перегонів завоювали майстри спорту Олексій Яцюк та Олексій Кобзев. Новим проектом студентського конструкторського бюро та лабораторії швидкісних автомобілів є екоавтомобіль «ХАДІ-34», який на 1 літрі пального проїхав 575 км на перегонах «Shell Eco-marathon 2010» Лаузіц ринг у Німеччині. Це досягнення було занесене до Книги рекордів України.



Одним з найбільших підрозділів факультету є кафедра технічної експлуатації і сервісу автомобілів, що носить ім'я видатного вченого, професора М.Я. Говорушенка, де щорічно випускається близько 150 бакалаврів за напрямом «Автомобільний транспорт» і приблизно стільки ж спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Автомобілі та автомобільне господарство». Очолює кафедру проф., д.т.н. Волков Володимир Петрович (автор понад 500 науково-методичних праць). У 2013 році на базі кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів було створено новий підрозділ «Академія BOSCH». Завдяки цьому університет придбав для підготовки студентів сучасне обладнання автомобільного сервісу фірми «BOSCH» для діагностування електронних блоків керування, паливної системи, кліматичних установок, світла фар, кутів установки коліс автомобіля. Це ще один суттєвий крок до реалізації головної концепції вищої школи – зміщення акценту університетської освіти у бік глибшого розуміння суті завдань, проблем і досягнень науково-технічного прогресу і потреб суспільства нової європейської інтеграції.

Кафедру технології машинобудування та ремонту машин очолює професор, д.т.н., лауреат Державної премії України в галузі науки та техніки за 2012 рік Михайло Абович Подригало (автор більш ніж 500 наукових праць). За понад 80 років існування кафедрою підготовлено тисячі інженерів-механіків за спеціальністю «Автомобілі та автомобільне господарство», що мають ремонтну спеціалізацію. З 2005 року кафедра здійснює підготовку та випуск спеціалістів за напрямом «Професійне навчання» за спеціальностями «Транспорт» і «Метрологія, стандартизація та сертифікація». Науковці кафедри за розробку вимірювального комплексу з оцінки функціональної стабільності автомобілів та тракторів отримали кубок переможців Всеукраїнського конкурсу «Кращий вітчизняний товар 2013 року».

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння з 1993 року є випусковою за напрямом «Машинобудування», спеціальністю «Двигуни внутрішнього згоряння». Кафедру очолює д.т.н., професор Абрамчук Федір Іванович (автор понад 200 наукових праць), лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки за 2008 рік. Головними напрямками в науковій роботі кафедри є: розробка паливної апаратури малолітражного високообертового дизеля; конвертування дизелів та бензинових двигунів у газові; вдосконалення двигуна для перегонів Shell «Eco-marathon»; розробка пневмодвигуна для комбінованої силової установки автомобіля. Разом із ДП «ХКБД» та ДП «Завод ім. В.О. Малишева» кафедра працює над проектом «Слобожанський дизель», який передбачає створення дизеля подвійного призначення – для військових та цивільних потреб. На базі обчислювального центру кафедри за підтримкою австрійської фірми «AVL» створено навчально-методичний комплекс із комп'ютерного 3D-моделювання. На кафедрі розроблено комплекс профільних підручників, за які було отримано Державну премію України.

Кафедрою деталей машин і теорії механізмів та машин вже близько 30 років керує випускник автомобільного факультету професор, к.т.н. Перегон

Володимир Андрійович. Тому одним із найважливіших напрямів своєї діяльності завідувач кафедри вважає підготовку молодих кадрів. Кафедра здійснює навчальний процес на всіх напрямках підготовки студентів факультету. Наукові пріоритети кафедри – це механіка деформованого твердого тіла та механіка шини. Кафедра активно втілює в навчальний процес новітні технології автоматизованого проектування на базі програмного забезпечення AutoCAD, Inventor 2014, а також розвиває сучасний засіб «електронного підпису» документів, конструкторської документації.

Кафедра теоретичної механіки і гідравліки викладає цикл гуманітарних дисциплін на всіх технічних факультетах університету. Понад 30 років кафедру очолює відомий вчений, професор, д.т.н. Солодов Валерій Григорович. Під його керівництвом науковці кафедри набули значного досвіду у галузі промислової аеродинаміки, обчислювальної аеродинаміки та чисельних методів із застосуванням до турбомашин, промислових пристроїв, аеродинаміки літальних та транспортних засобів. Спеціальні напрями наукових досліджень на кафедрі: тепло-масоперенос, моделювання в'язких турбулентних течій, нестійкості у швидкісних двофазних течіях, газова динаміка турбомашин і двигунів внутрішнього згоряння. Науковий грант останніх років кафедри: «Моделювання генерації транспортними потоками шуму та шкідливих речовин відпрацьованих газів з дослідженням закономірностей їх розподілу в навколишнє середовище» МОН України. Найбільш вагомими контрактами підрозділу з промисловістю є: «Парові турбіни» (Уральський турбомоторний завод, Росія); «Парові турбіни» (ВАТ «Турбоатом», Харків); «Парові турбіни» (GE ETEC, Москва); «Парові турбіни» (GeneralElectric PS, USA); «Газові турбіни»(НВП «Маш-проект–Зоря», Миколаїв). У цілому науковці факультету щорічно одержують наукові гранти та контракти з підприємствами на суму понад півмільйона гривень.

Колектив автомобільного факультету вітає всіх викладачів, студентів і випускників університету з ювілеєм, бажає міцного здоров'я та нових творчих успіхів і наукових досягнень.

PhD Eng. Piotr Jozwiak, assistant professor  
Lodz University of Technology, Department of System Management and Innovation,  
Faculty of Organization and Management  
email: piotrj@p.lodz.pl, +48 6313759

## MONITORING OF TECHNOLOGIES DEVELOPMENT FOR AUTOMOTIVE INDUSTRY WITH TEXTMINIG

### Introduction.

Text mining methods is growing field of knowledge management with new applications appearing in last years. With this paper author is analyzing possibility to apply text mining methods to unstructured data in automotive industry field for technology monitoring purposes.

### Research

As research source abstracts coming from Ebsco Information Services online database ebscohost.com available at Lodz University of Technology were used. Database was searched with phrase “autonomous vehicles”. Search phrase selection was related to author interests in topic based on information on such prototype vehicles coming from car manufacturers like Toyota, Volvo and new players like Google and also as author is working on design of autonomous innovation support system.

Results were limited to come from papers published in year 2015. As result 11882 articles in English language were returned and for this article research purposes first 100 articles sorted by relevance according to Ebsco algorithms were selected.

Data analysis was performed with Rapidminer 5 software with text mining extension installed. Process screenshot is presented on figure 1.

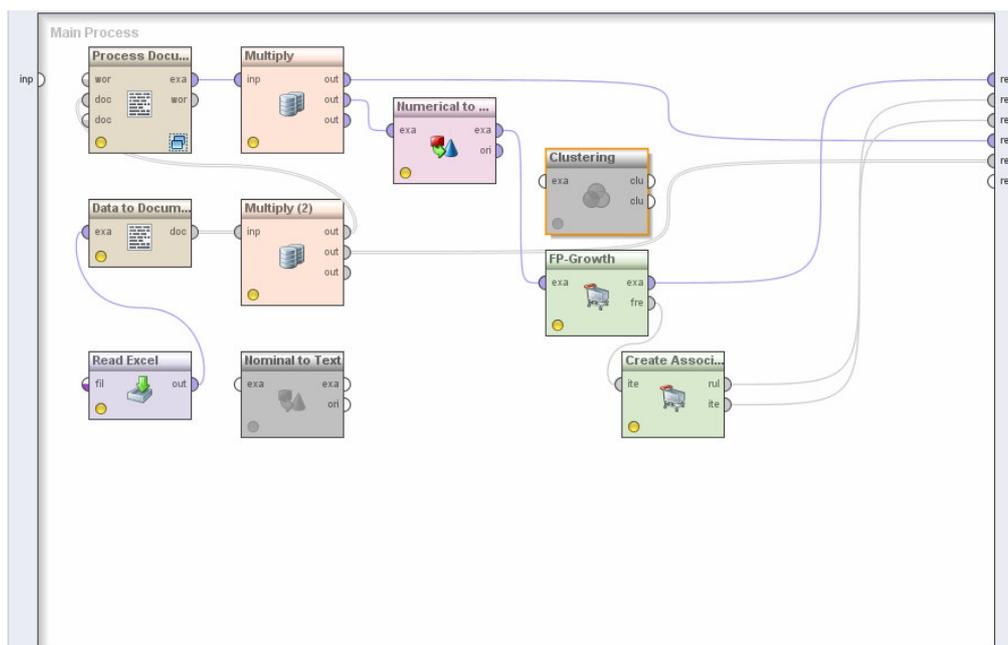


Figure 1. Text mining process in Rapidminer

As input cleaned Excel format xls data in file were used. Then data were preprocessed with removing stop words, changing cases and stemming. In next step FP-growth function to calculate frequent item sets was used. After this operation created sets are used in create association rules operator. Visualized results of this operation are presented on figure 2.

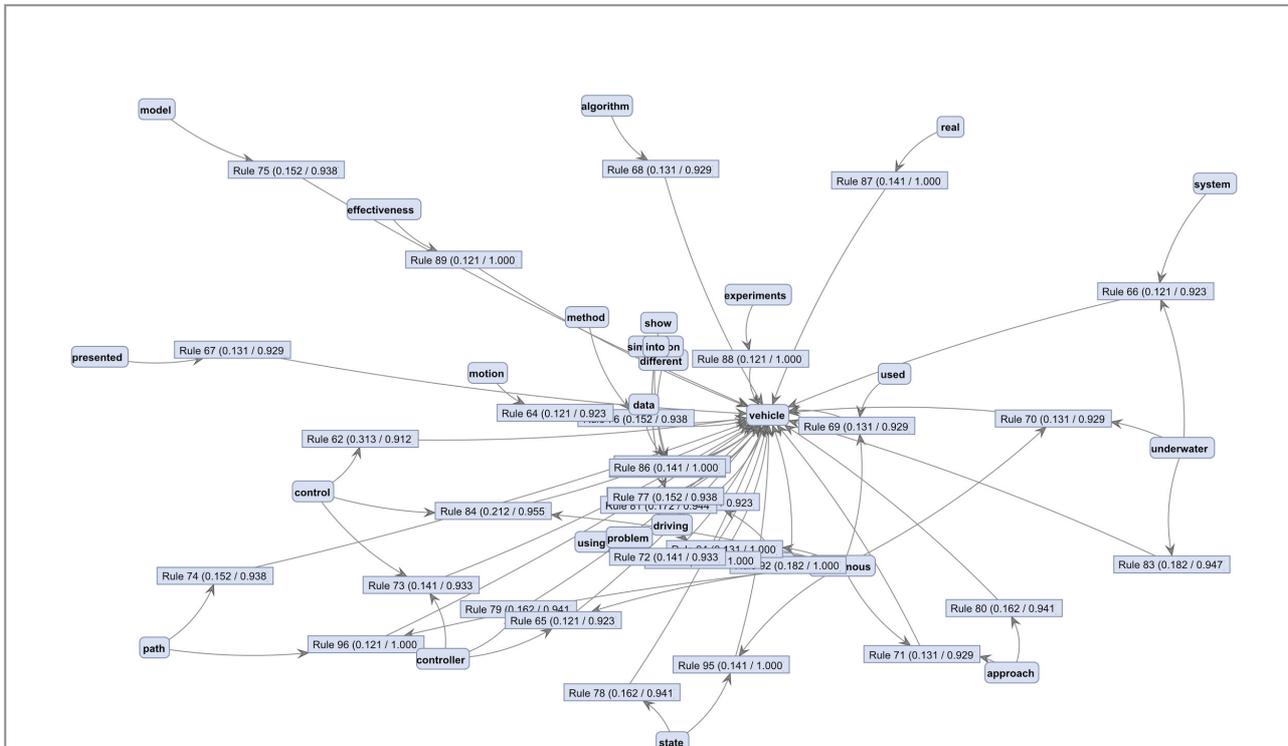


Figure 2. Association rules graph

Data on illustration 2 is presented with ISOM graph layout. We can see that main relations are as expected around vehicle keyword. Below is placed in smaller focus partially hidden keyword autonomous. From further analysis we can assume that main researchers interest in analyzed articles were about underwater systems, writhing algorithms, working on controllers and effectiveness.

### Conclusions

Presented results show that text mining methods with improvements will be able to provide some valuable insight into unstructured text data. Proposed solution can be used in areas of knowledge acquisition and monitoring. It should be also noted that not in all cases knowledge extraction from unstructured data will lead to conclusions as in presented solution and it was noticed also during other attempts. It should be also noted that the more specific phrases or keywords for articles extraction there is more probability to get useful results.

Mariychuk Ruslan Tarasovych, CSc., Associate Professor, Prešov University in Prešov, Slovak Republic, mariychuk@ukr.net

## **APPLICATION OF NANOMATERIALS FOR DEVELOPMENT OF ALTERNATIVE VEHICLES**

Nanomaterials have a wide range of applications in different areas, including chemistry, physics, electronics, materials science and biomedical sciences. Automotive industry also belongs to areas that expected be influenced by nanotechnologies in nearest future. Generally, nanotechnology is an opportunity to influence the properties of materials in a way that smaller but more capable and more intelligent systems. However nanomaterials are often differ from those of bulk materials what opens new area in application of well-known materials with new properties The interest to nanomaterials is growing up every year and almost \$10 billion investment (in the U.S.) is reported in the last five years.

Nanomaterials can find application not only in cars, airplanes and bicycles but there are other examples of transportation means that have had great impact with the nanotechnology evolution. S.R. Pereira and M.C. Coelho [1] have summarised the most common applications of nanomaterials in transportation sector: 1) Engine and fuel systems; 2) Resistant exterior and paints; 3) Car interior; 4) Aircraft structure and framing; 5) Batteries; 6) Coatings for defence vehicles; 7) Led lights and 8) Nanoparticles for wear resistant tires. By some estimations, the design and conception of buses, light and heavy vehicles can be affected by nanotechnology in up to 60% during next 10 years [2].

The most prospective types of future vehicles are hybrid electric vehicles and electric vehicles. However, their development is limited because of the several disadvantages (large weight of battery, for instance). Due to their small dimensions, the nanomaterials have been associated to the development of batteries in order to reduce the vehicle weight and the battery dimension, battery cost, to increase the safety and the battery storage capacity.

The use of nanomaterials in vehicle structure is another potential application of nanoproducts for reducing of the vehicle weight and as result, his consumption. Nanotechnology has provided developing lighter vehicles, thus reducing fuel consumption without compromising vehicle safety. For instance, Ning et al. [3] demonstrated that it is possible to reduction of 55% in a bus weight using thermoplastic composite body panel instead of a conventional bus with aluminum skin and supporting steel bars.

Other possible incorporation of nanomaterials for transportation applications is using of polymer exchange membrane fuel cells. The wide application requires cathodes and anodes with high electro catalytic activity in order to improve their efficiency.

The use of nanomaterials, in particular carbon nanotubes is impressive example the using of nanotechnologies for development of fuel storages (H<sub>2</sub> storage). Several studies have been conducted in order to store H<sub>2</sub> in nanomaterials. However, despite the wide variety of methods using nanotechnology for H<sub>2</sub> storage, there are very few

studies that evaluate the environmental and human health impacts of these storage methods.

However the fast growing of nanomaterials production is directly connected with amounts of nanoproducts which soon or later will reach the environment as nanowastes. So, the knowledge about the nanowastes and their impact on environment and human health is going to be important. In the last decade the concern about the potential impacts of nanomaterials on environment and human health has been increasing.

It is clear that nanomaterials can have a great technological impact in automotive industry, namely in the development of alternative propulsion types in vehicles (hybrid electric vehicles and electric vehicles with H<sub>2</sub>). The applications in fuel cells, batteries, fuel storage and in vehicle structure in order to reduce the vehicle weight and consequently the fuel consumption are just simple examples of their applications. Nevertheless these nanoproducts cannot be used without having full knowledge of their potential impacts in human health and environment.

#### References

1. Pereira, S.R., Coelho, M.C. (2015) *International Journal of Hydrogen Energy*, 40 (14), pp. 4969-4979.
2. Bidmon, M., Valadon, H., Ebner, R., Loeffler, J. (2005), *NanoRoad Nanomaterial Roadmap 2015, Sixth Framework Programme*.
3. Ning, H., Janowski, G.M., Vaidya, U.K., Husman, G. (2007) *Composite Structures*, 80 (1), pp. 82-91.

Василевський Іван Олегович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),  
stim2020@rambler.ru

Ганєва Таїсія Іванівна, доцент, Військова академія (м. Одеса),  
oc.odivt-taisiia@mail.ru

## **ОПТИМІЗАЦІЯ ПОКАЗНИКІВ ГАЛЬМУВАННЯ ЗРАЗКІВ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Подальше збільшення автомобільного парку з одночасним зростанням швидкостей призводить до інтенсифікації руху на вулицях і дорогах, що значно ускладнює виконання завдань безпеки.

Забезпечення безпеки руху автомобільного транспорту залежить від цілого комплексу заходів, в яких важливу роль відіграє гальмівна динаміка і стійкість автомобіля при гальмуванні.

Проблеми забезпечення безпеки руху на автомобільних дорогах, гальмівна динаміка і стійкість автомобіля при гальмуванні привертає до себе все більшу увагу у всіх країнах у зв'язку зі значними матеріальними втратами і людськими жертвами при дорожньо-транспортних пригодах.

Процес гальмування автомобіля зазвичай розглядають на рівній горизонтальній дорозі в умовах прямолінійного руху при відсутності будь-яких збурюючих факторів. При цьому теоретичні розробки засновані на аналізі плоскої системи сил. Разом з тим відомо, що гальмування автомобіля, в цих умовах, супроводжується викривленням його траєкторії і розворотом поздовжньої осі. Це очевидно обумовлюється нерівномірністю дії гальмівних механізмів на колесах лівого і правого, бортів, що приводить до появи в горизонтальній площині повертаючого, обурює прямолінійний рух автомобіля моменту. Це якісно змінює характер протікання процесу [1].

У зв'язку з цим, гальмування автомобіля по криволінійній траєкторії не можна описати, використовуючи плоску систему сил, так як вона не дозволяє виявити вплив різних чинників на гальмівну динаміку і оцінити стійкість його руху. Практика експлуатації автомобілів показує, що робочі характеристики гальмівних механізмів можуть коливатися в досить широких межах.

Таким чином, стабільність робочих характеристик гальмівних механізмів на окремих колесах робить істотний вплив на стійкість автомобіля при гальмування.

Очевидно, відсутністю необхідних теоретичних та експериментальних розробок можна пояснити ту обставину, що діючі в даний час як у нашій країні, так і в ряді зарубіжних країн рекомендація по проведенню випробувань гальмівних якостей автомобілів не обмежується допустимих за умовами стійкості норм нерівномірності гальмівних сил на колесах.

Не можна також вважати достатньо обґрунтованими встановлені в деяких діючих приписах по гальмівних випробувань автомобілів, а також рекомендовані в проектах перспективних нормалей вимоги, що регламентують стабільність робочих характеристик на колесах загальне для всіх типів

автомобілів без урахування характерних для них конструктивних і експлуатаційних особливостей [2].

Тому, на даному етапі вивчення питань стійкості автомобілі при гальмуванні в умовах експлуатаційного стану гальмівних механізмів і встановлення допустимих меж нерівномірності їх дії, що забезпечують безпеку роботи автомобільного транспорту, має першорядне значення.

Радикальним засобом поліпшення гальмівної динаміки і стійкості автомобіля при гальмуванні є застосування автоматичних регуляторів гальмівних сил і антиблокувальних систем.

Дослідження загальної динаміки процесу гальмування автомобіля в умовах експлуатаційного стану гальм, оцінки критеріїв гальмівної динаміки і стійкості його при гальмуванні, встановлення допустимих меж нерівномірності дії гальмівних механізмів основних базових моделей, розгляд деяких шляхів підвищення стійкості руху автомобіля при гальмуванні.

Ступінь впливу нерівномірності дії гальмівних механізмів на стійкість і гальмівну динаміку залежить як від експлуатаційних факторів (початкової швидкості гальмування, дорожніх умов і стану ходової частини автомобіля), так і від його конструктивних параметрів (співвідношення гальмівних сил на колесах переднього і заднього мостів, бічної жорсткості шин, розподілу ваги по колесах переднього і заднього мостів, висоти розташування центру ваги, конструкції підвіски і приводу рульового управління) [3].

Залежно від конструкції автомобіля – розподілу його ваги по осях змінюється ступінь впливу нерівномірності дії гальмівних механізмів на колесах переднього або заднього мостів. Так, для вантажних автомобілів, де (60 ÷ 70)% його ваги припадає на задній міст, більший вплив на стійкість і гальмівну динаміку здійснює нерівномірність гальмування задніх коліс, для легкових автомобілів - передніх. Значне погіршення гальмівної динаміки і стійкості автомобіля має місце при зниженні ефективності гальмування коліс одного борту.

## Література

1. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигиринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: Підручник. - К.: Вища шк., 1994. - (У 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи: Технологія. - 342 с; Кн. 2: Організація, планування і управління. - 383 с; Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. - 599 с.
2. Форнальчик Є. Ю., Оліскевич М. С. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник. - Львів: Афіша, 2004. - 492 с.
3. Тарасик В.Н. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. - БХВ-Петербург, 2006

Гущин Олег Владимирович, к.т.н., докторант, Восточно-Украинский национальный университет им. В. Даля  
Чернецкая-Билецкая Наталья Борисовна, д.т.н., профессор, Восточно-Украинский национальный университет им. В. Даля

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСЕЙ, КАК ОСНОВА СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ**

Применение высокоэффективного экологически чистого пневматического транспорта актуально как для больших грузопотоков, так и для небольших технологических систем. Задача рационального использования возможностей пневмотранспорта сыпучих материалов может быть решена на основе снижения энергозатрат, уменьшения эксплуатационных расходов, повышения сроков службы и надежности установок и улучшения экологии окружающей среды. В связи с этим, актуальной проблемой является разработка научно-обоснованной концепции совершенствования пневматического транспорта сыпучих материалов. Данная концепция заключается в разработке новых энергосберегающих способов пневматического транспортирования сыпучих материалов на основе использования структурированных режимов движения аэросмесей.

Обоснована синергетическая концепция самоорганизации и управления движением двухкомпонентного гомогенного и гетерогенного потоков в пневмотранспортном трубопроводе. Современный подход к созданию пневмотранспортных установок, работающих при структурированных режимах работы аэросмесей, базируются на исследовании фазовых состояний и переходов аэросмесей, условий формирования и сохранения на различных участках транспортного трубопровода.

Анализ механики формирования режимов движения аэросмесей показал, что, с точки зрения, энергетических показателей оптимальный режим транспортирования достигается при определенных значениях скорости, подводимого дополнительного воздушного потока и скорости движения структурированного газоматериального потока. Новый концептуальный подход к анализу протекающих в трубопроводе процессов позволил обосновать саморегулирование и самоорганизацию процесса движения, как открытой системы, подчиняющейся общим законам синергетики.

Анализ движения аэросмесей и их последовательных переходов, показывает, что, в общем случае, имеет место переход от ламинарного течения в устойчиво турбулентное через ряд неравновесных состояний и переходов, включая волновой и порционный режимы. Анализ возмущений, вызывающих переходы позволил выявить основные закономерности формирования различных режимов течения газоматериальных потоков в транспортном канале. Выявлен многоскоростной эффект движения двух- или многокомпонентных

гетерогенных сред, соответствующих числу компонентов, формирующих эту среду.

Процесс самоорганизации осуществляется формированием последовательности фазных переходов аэросмесей по постоянно повторяющейся схеме.  $P \leftrightarrow X$  (порядок  $\leftrightarrow$  хаос). Принцип производства энтропии формируется:  $\sigma_{\text{неуст.}} > \sigma_{\text{уст.}}$ . Показаны особенности формирования бифуркационных зон в пневмотранспортном трубопроводе при верхнем и нижнем подводе дополнительного воздушного потока.

Улучшение технических показателей достигается интенсификации массопереноса путем энергетической подпитки посредством дополнительно вдуваемых воздушных струй, созданием завихренности потока, вибрационных воздействием на сыпучий материал или объединенным действием нескольких факторов. Улучшению массопереноса способствуют и колебательные процессы, имеющие место в трубопроводе, обусловленные структурированным движением аэросмеси и волнами «сжатия-разрежения» газоматериального потока.

Исследование явлений, происходящих при течении многофазной среды «газ-твердое тело», выполнено с применением методов механики сплошных сред с привлечением аппарата гидроаэродинамики.

На основе использования структурированных режимов движения аэросмеси разработаны новые конструктивные разновидности пневмотранспортных установок для перемещения сыпучих материалов.

Дейнеко Наталя Вікторівна, к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки,  
Національний університет цивільного захисту України,  
natalyadeyneko@gmail.com

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ПЛІВКОВИХ ФЕП НА ОСНОВІ CdS/CdTe В СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ СИСТЕМАХ**

Безумовно, автомобіль значно спрощує життя сучасної людини. Не маючи автомобіля, людина просто не буде встигати за ритмом життя. Особливо автомобіль необхідний тим, хто проживає у великому і густонаселеному місті.

Із кожним роком в Україні спостерігається стабільне зростання кількості автомобільного транспорту, незважаючи на кризові явища та тенденцію до зменшення кількості населення. Це призводить до перевантаження вулично-дорожньої мережі міст і загострює соціально-економічні, санітарно-гігієнічні і технічні проблеми, пов'язані із здоров'ям людей та організацією дорожнього руху.

Розвиток автомобільного транспорту супроводжується двома протиріччями. З одного боку - досягається високий рівень задоволення потреб населення в транспортних засобах, а з іншого боку - збільшується негативний вплив на оточуюче середовище, особливо у великих містах.

За такої ситуації виникає необхідність вирішення низки проблем, пов'язаних із шкідливими для суспільства і навколишнього середовища наслідками розвитку автотранспорту. Для вирішення цих проблем перспективним є напрямок відмови від використання в якості енергетичних установок екологічно небезпечних двигунів внутрішнього згорання і частковий або повний перехід на електрифіковані види транспорту.

Тому використання альтернативного екологічно чистого палива у системах живлення транспортних засобів – це один з перспективних напрямів розвитку сучасного автобудування.

Найбільш перспективним на даний час вважаються електромобілі на сонячних батареях (геліомобілі). Для живлення тягових електричних двигунів та підзарядки акумуляторів використовують фотоелектричні перетворювачі (ФЕП). Внаслідок низької ефективності доступних за ціною сонячних елементів їх масове серійне виробництво істотно обмежується.

На сьогодні коефіцієнт корисної дії (ККД) таких ФЕП становить близько 10-15%. Однак, навіть такі низькі значення ККД ФЕП дозволяють зменшити використання традиційного палива, наприклад, при роботі кондиціонера в автомобілі.

Відомо що кондиціонер відбирає від 10 до 30 % потужності двигуна. Кондиціонер здебільшого використовується під час підвищеної температури повітря, тобто, в середньому, в на протязі п'яти місяців (травень - вересень).

Розрахуємо приблизне значення отриманої потужності від плівкового ФЕП на основі CdS/CdTe з ККД  $\approx 11\%$  в найменш та найбільш сонячні місяці за формулою [1]

$$P = P_v * S_{\text{ФЕП}} \eta, \quad (1.1)$$

де  $P_v *$  - питома потужність випромінювання на фотоприймальній поверхні ФЕП,  $S_{\text{ФЕП}}$  - площа фотоприймальної поверхні ФЕП,  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії ФЕП.

Розглянемо середньомісячні дані денного рівня сонячної радіації у Харкові (табл. 1) [2]

Таблиця 1 Середній денний рівень сонячної радіації за місяцями у м. Харкові

Місяць	Питома потужність сонячного випромінювання кВт·год/м <sup>2</sup> /день											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	1,19	2,02	3,05	3,9 2	5,3 8	5,4 6	5,5 6	4,8 8	3,4 9	2,1 0	1,1 9	0,9

Відповідно до таблиці 1 найбільше значення сонячної радіації серед зазначених місяців спостерігається в липні, а найменше в вересні.

Враховуючи, що таким плівковим ФЕП покритий дах автомобілю типу седан, площа даху якого приблизно 1,5 м<sup>2</sup>, отримуємо  $P_{\text{min}} = 576$  Вт,  $P_{\text{max}} = 888$  Вт. Середня потужність автомобільного кондиціонера складає приблизно 200 Вт.

Таким чином можна зробити висновок, що незважаючи на низькі значення ККД доступних за ціною ФЕП їх використання в автомобілебудуванні дозволить зменшити використання традиційного палива і відповідно вплив на навколишнє середовище.

### Література

1. Energetics. [Електроний ресурс] - Режим доступу: <http://energetics.com.ua>
2. Khrypunov G.S. Thin film CdS/CdTe solar cells fabricated by different processes / G.S. Khrypunov, T. Li, N. Deyneko, V. Novikov, N. Kovtun // Техническая электродинамика. □ 2011. □ Ч.1 □ с.336-339.

Дем'янчук Борис Олександрович, професор, Військова академія (м. Одеса)  
Олійник Олександр Анатолійович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),

## **МЕТОД ПОРІВНЯННЯ І ВИБОРУ ВАРІАНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ЇЇ РЕСУРСУ**

Метою роботи є розв'язання актуальної задачі порівняння альтернативних шляхів збільшення ресурсу військової автомобільної техніки за узагальненим критерієм «ефективність-вартість-час».

Саме техніко-економічне обґрунтування і практичне порівняння та вибір варіантів розробки, – все це можливо здійснювати у повному обсязі лише після одержання конкретних параметрів зразка, коли є відомим не тільки його конкретний вид, але є затвердженими результати його ескізного проектування.

Попередньо, теоретичне, порівняння і вибір варіанта автомобільної техніки із сукупності альтернативних, через невизначеність випадкового, антагоністичного і природного характеру, часто здійснюють за критерієм «ефективність–вартість». Однак специфіка завдання є такою, що критерій «ефективність–вартість–час» є більш прийнятним, особливо у випадку, якщо мова йде про завдання пошуку альтернативи модернізації для зразка, термін експлуатації якого здійснюється більше двадцяти років. Тобто залежність критерія для порівняння і вибору зразків є важливим у випадку, якщо доцільно враховувати фактор дефіциту часу на модернізацію.

Розглянемо для прикладу метод вибору альтернативи, наприклад, важковантажному автомобілю КРАЗ-255Б. Нехай, згідно до вимог стандартів, що існують зараз, необхідно збільшити на 35% його ресурс до першого капітального ремонту, який дорівнює зараз 110 тис. км, та збільшити на 40% його ресурс до другого капітального ремонту, який дорівнює зараз 85 тис. км.

У зв'язку з довгим застосуванням цього автомобіля за призначенням, доцільно пов'язувати порівняння і вибір варіанта модернізації не тільки з витратою фінансів, але і з витратою часу на здійснення модернізації, що є потрібним для вдосконалення варіанту зразка, який необхідно модернізувати, наприклад, до рівня зразка КраЗ-3260, або замінити його новим.

Доцільним є метод вирішення завдання на основі застосування критерію «ефективність – вартість – час». Критерій максимізує показник у вигляді нормованого прирощення показника ефективності існуючого автомобіля (від впровадження розробки або закупівлі нового зразка), яке віднесено до нормованого середньо геометричного прирощення витрати матеріальних (фінансових) ресурсів і витрати часу для досягнення ефекту від впровадження варіанта модернізації.

На етапі ескізного проектування зразка автомобіля конкретного виду і відомого призначення, який повинен мати показники якості, що є більш високими, ніж у аналогів, здійснюється розв'язання декількох завдань. Поряд з максимізацією позитивного ефекту, необхідно врахувати і фінансово-часові

можливості виконання робіт за варіантом, який є обраним із сукупності альтернативних, тобто необхідно врахувати також достатність фінансових засобів і наявного часу на досягнення мети впровадження зразка нового типу.

Порівняння варіантів і вибір найбільш прийняттого із сукупності можливих варіантів є науково-технічною задачею, яка відноситься до класу погано визначених через невизначеності, які раніше були вказані.

У реальних умовах, окремо, необхідно враховувати: суттєве відставання рівня реальних можливостей промислової бази для реалізації плану розробки і впровадження нового автомобіля; рівень потреб у нових автомобілях з урахуванням відсутності планового оновлення зразків подібних засобів і процесу планового вдосконалення їх показників якості.

У показнику якості варіантів розробки автомобіля необхідно враховувати фактор фізичного і морального старіння зразків, які необхідно застосовувати сумісно з новим зразком за умов витрат часу на розробку і впровадження нових науково-технічних рішень. Таким чином, найбільш прийнятним показником доцільності впровадження конкретного зразка автомобіля по кожному з можливих варіантів є показник «ефективність – вартість – час».

В якості цього показника, який адекватно віддзеркалює перевагу з урахуванням ефективності, фінансової і часової витрати на реалізацію кожного із варіантів розробки або модернізації зразка автомобіля, доцільно прийняти відношення нормованого прирощення його ефективності, що очікується у зв'язку з впровадженням нового зразка до середньо геометричної величини добутку нормованої фінансової витрати і витрати часу на цю розробку і впровадження. Нормування доцільно здійснювати величинами параметрів, що характеризують аналог подібного зразка перед його заміною на новий.

При такій побудові, що пропонується, цей показник має зрозумілий фізичний сенс і чітко як кількісне, так і фізичне визначення. Він показує: *на яку кількість відсотків збільшиться ефективність зразка нового або модернізованого автомобіля з розрахунку на кожний відсоток узагальненої фінансово-часової витрати на це збільшення за обраним варіантом*. При цьому витрату часу на розробку і впровадження технічних рішень доцільно визначати у виді різниці між остаточними значеннями граничного строку експлуатації зразка до початку і після закінчення розробки і впровадження нового зразка.

Тому показник для порівняння і вибору варіанта удосконалення зразка автомобільної техніки доцільно використовувати у виді показника  $E = \frac{\Delta}{Q} \cdot S \cdot T$ , де  $\Delta$  – прирощення кожного з параметрів показника  $E$ , який очікують;  $Q$  – показник ефективності попереднього зразка, який існував до впровадження нового варіанта;  $S$  – середня остаточна вартість зразка, який підлягає заміні;  $T$  – середній остаточний строк експлуатації зразка (до моменту початку розробки нового зразка), який підлягає заміні новим.

Тоді критерій (цільова функція) для порівняння і вибору альтернативи модернізації доцільно сформулювати у виді максимального значення запропонованого показника зі всієї сукупності його  $m$  значень, що обчислені для кожного з альтернативних варіантів модернізації.

Дзюбенко Олександр Андрійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ae.hnadu@gmail.com  
Зеленчук Іван Дмитрович, магістрант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ТЕХНОЛОГІЯ БЕЗДРОВОГО ЗАРЯДУ АКУМУЛЯТОРІВ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Автомобіль, як транспортний засіб, цінується, у першу чергу, своєю мобільністю. Глобальною тенденцією останніх років є активне впровадження в гібридних і електромобілів. Однак, якщо перші ще заправляються звичним для автомобілістів способом, то електромобілі й плагін-гібриди вимагають спеціальної мережі зарядних станцій і обладнання для домашніх гаражів. Розробка й впровадження бездротових технологій передачі електроенергії багато в чому підвищить зручність і попит на електромобілі.

Останнім часом багато концернів ведуть активні розробки в напрямку бездротової передачі енергії. Самою досконалою, на сьогодні, технологією передачі енергії вважається магнітно-резонансна система (Coupled Magnetic Resonance System, CMRS), вона забезпечує передачу струму на відстань 2,1 м. Volvo повідомила про успішне завершення проекту по дослідженню систем бездротової зарядки електромобілів на прикладі моделі Volvo C30 Electric [1] і тепер компанія готова приступити до проекту вивчення перспектив систем індуктивної зарядки, у якому будуть задіяні міські автобуси. У Англії запущений автобусний маршрут, на якому обслуговуючі його електроавтобуси заряджаються від вмонтованих в асфальт індукційних котушок (рис.1) [2].



Рисунок 1 – Бездротова система заряду маршрутних автобусів

Компанія Qualcomm продемонструвала технологію Halo для бездротової підзарядки блоків акумуляторних батарей гібридних і повністю електричних автомобілів [3]. Базова станція, вмонтована у підлогу гаража, містить індукційну котушку, що створює електромагнітне поле. У днищі автомобіля розташовується така ж котушка, що вловлює поле й перетворює його енергію в постійний струм для зарядки батарейного блоку.

Відомо, що американська компанія Evatran розробила систему Plugless Power [4], прототипи якої вже показали ККД передачі в 80%.

Компанія Toyota Motor підписала ліцензійну угоду про використання системи бездротової передачі енергії Witricity для підзарядки блоків акумуляторів гібридних і повністю електричних транспортних засобів [5]. Witricity забезпечує можливість передачі до 25 кВт енергії, що дозволяє підзарядити акумулятори за той же час, що і при використанні звичайного провідного підключення до електромережі.

За прогнозами експертів, ринок уже готовий до серійного виробництва електромобілів. Що означає, що вже зараз необхідно подбати про створення відповідної інфраструктури, щоб власники електромобілів не почували дискомфорт при їхній експлуатації.

Аналіз показав, що індукційна бездротова зарядка простіша, забезпечує більшу мобільність, безпечніша, стійкіша до проявів вандалізму, ніж системи кабельної зарядки. Однак для їх глобального впровадження й побудови інфраструктури зарядних станцій електромобілів залишається низка невирішених питань:

- усі фірми-виробники працюють розрізнено, а відповідно немає загальних стандартів щодо частоти передачі, стандартних розмірів котушок, протоколів передачі сервісної інформації;

- при бездротовій передачі енергії більша частина енергії розсіюється в магнітному полі, таким чином, сумарна ККД усіх перетворювачів при заряді акумулятора не перевищує 65%. Тому потрібно доведення технології до більш високих значень ККД;

- необхідно чітке функціонування зарядної станції. Від того, наскільки правильно машина розміщується на платформі залежить якість і швидкість процесу заряду. Необхідна розробка бортових систем асистування, яка "підкаже" водієві, де саме йому слід поставити машину для підзарядки.

### Література

1. Volvo построи участок дороги, на котором автобусы Hyper Bus смогут заряжаться по воздуху // [Електронний ресурс] / Режим доступа: <http://news.volvogroup.com/2014/05/19/the-volvo-group-studies-potential-to-test-electric-roads-in-a-city>.

2. В Великобритании запущены электрические автобусы с беспроводной зарядкой // [Електронний ресурс] / Режим доступа: <http://itc.ua/news/v-velikobritanii-zapushhenyi-elektricheskie-avtobusy-i-s-besprovodnoy-zaryadkoy/>

3. Qualcomm представила беспроводную зарядку для электромобилей // [Електронний ресурс] / Режим доступа: <http://comments.ua/ht/515895-qualcomm-predstavila-besprovodnuyu.html>.

4. На рынок выходит беспроводная зарядка электромобилей // [Електронний ресурс] / Режим доступа: <http://www.membrana.ru/particle/4298>.

5. Toyota планирует использовать систему беспроводной подзарядки WiTricity // [Електронний ресурс] / Режим доступа: <http://www.3dnews.ru/785219>

## СХЕМОТЕХНІКА КОРЕКТОРІВ КОЕФІЦІЄНТА ПОТУЖНОСТІ

В даний час спостерігається світова тенденція до суттєвого підвищення вимог до екологічності автотранспортної техніки, про що свідчить неухильне підвищення обсягу випуску світовим автопромом автомобілів з гібридною силовою установкою, а також створення промислових зразків автомобілів на електричній тязі.

У зазначеному сегменті автомобільної техніки в якості джерела енергії, від якого здійснюється живлення тягового електропривода автомобіля, використовується акумуляторна батарея (АКБ).

Технічні характеристики АКБ, яка використовується в якості джерела "рушійної" енергії транспортного засобу, безпосередньо визначають два найважливіших показника останнього, а саме: сумарний пробіг без підзарядки АКБ і вагу.

Однак є ще один показник, який, поряд із зазначеними вище, також істотно впливає на експлуатаційні характеристики транспортного засобу з електричною тягою. Цим показником є час регенерації заряду АКБ.

Зазначений показник прямо залежить від часових параметрів циклу підзарядки ємності АКБ до номінального значення, що використовується, а також побічно залежить від розгалуженості мережі стаціонарних зарядних станцій.

При цьому слід зазначити, що ефективність роботи зарядних станцій багато в чому визначається характеристиками зарядних пристроїв АКБ, якими останні комплектуються. Серед цих характеристик особливе місце займає показник ККД. Це пояснюється тим фактом, що схемотехніка сучасних зарядних пристроїв АКБ базується на використанні імпульсних високочастотних DC/DC-перетворювачів, живлення яких здійснюється від промислової мережі.

Проте, якщо не вжити спеціальних заходів, форма струму, споживаного імпульсним перетворювачем від промислової мережі, буде далека від синусоїдальної. Цей факт стає очевидним, якщо врахувати, що зазвичай в перетворювачі на вході використовують двохнапівперіодний мостовий випрямляч, а потім випрямлену напругу подають на конденсатор фільтра порівняно великої (до декілька сотень мікрофарад) ємності.

Оскільки конденсатор фільтра заряджається майже до амплітудного значення вхідної синусоїдальної напруги, то величина поточної напруги на вході діодного моста буде перевищувати напругу на ємності фільтра протягом лише короткого проміжку часу, що тягне за собою відкриття діодів випрямляча на ці ж короткі проміжки часу. Це означає, що споживаний з мережі струм являє собою послідовність коротких імпульсів з частотою повторення 100 Гц значною амплітуди, яка в 5...10 разів перевищує її середнє значення, в наслідок

чого відбувається істотне зниження значення коефіцієнта потужності зарядного пристрою АКБ, а отже, і його ККД. Саме тому у рекомендаціях Міжнародного Електротехнічного Комітету (ІЕС), викладених у регламентуючому документі EN61000-3-2 [1], пред'являються жорсткі вимоги до рівня третьої, п'ятої і т.д., аж до тридцять дев'ятої, гармонік споживаного струму.

Усунути таке небажане зниження якості зарядного пристрою АКБ можна за допомогою пристрою, який носить назву "Коректор коефіцієнта потужності" або скорочено - ККП (в англійській літературі - "Power Factor Corrector" або PFC).

Принцип дії будь-якого ККП полягає в забезпеченні, тим чи іншим методом, синусоїдальності форми струму, що споживається з промислової мережі навантаженням.

В даний час при технічній реалізації ККП найбільшого поширення набули такі методи забезпечення синусоїдальності зазначеного струму [2]:

- метод граничного управління (рис. 1, а);
- метод управління по заданому значенню пікового струму (рис. 1, б);
- метод управління по заданому значенню середнього струму (рис. 1, в).

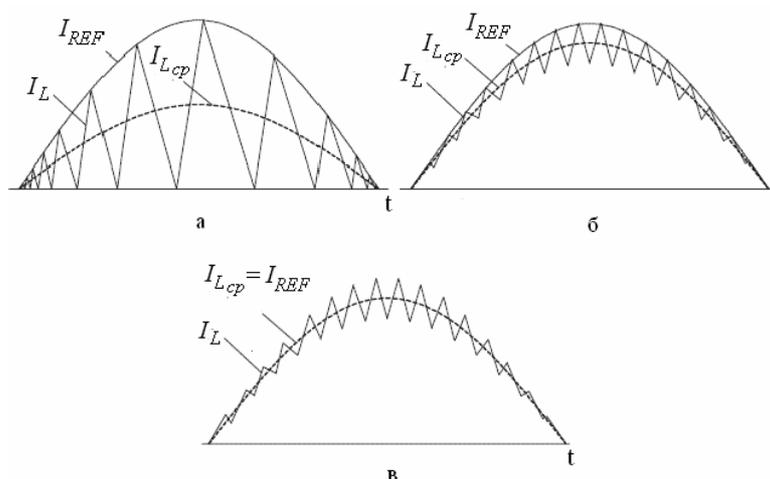


Рисунок 1 – Тимчасові діаграма, що ілюструють роботу ККП при реалізації найбільш поширених методів забезпечення синусоїдальності форми струму, який споживається з промислової мережі навантаженням.

Можливим варіантам структурної побудови ККП при реалізації зазначених вище методів забезпечення синусоїдальності форми споживаного струму і присвячені матеріали доповіді на конференції.

## Література

1. ГОСТ 13109-97 (МЭК 61000-3-2-95). Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения.
2. Васильев А., Худяков В., Хабuzов В. Анализ современных методов и технических средств коррекции коэффициента мощности у импульсных источников питания.// Силовая электроника, 2004 г., №2.

Красюк Александр Николаевич, ассистент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет.

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ**

Мировая тенденция развития конструкции автомобилей основана на электронном управлении его агрегатами и системами. Это вызвано необходимостью повышения качества управления и работы той или иной системы с целью повышения безопасности, экономичности и комфортабельности автомобиля, или упростить (облегчить) работу водителя.

Увеличение количества электронных систем управления, установленных на автомобиле, приводит к трудностям внедрения новых в части интеграции с уже существующими системами. Основной задачей на этапе интеграции новой электронной системы управления – это добиться положительного синергетического эффекта [1].

Построение системы управления. На первом этапе проектирования системы управления необходимо определить контрольные и управляемые параметры технической системы [2, 3]. Из названия понятно, что контрольные параметры отвечают за однозначное определение состояния объекта управления, а управляемые параметры определяют величину того воздействия на систему, которое может повлиять на состояние или поведение объекта управления. Например, для ЭПТС контрольными параметрами являются: положение педали тормоза, давление в тормозных камерах, угловая скорость колёс, замедление в продольном и боковом направлениях и т.д.. Управляемый параметр для ЭПТС один, например, время открытия клапанов в модуляторах, сила тока поданного на обмотку пропорционального электромагнита или количество шагов шагового электродвигателя, всё в зависимости от конструкции модулятора давления.

Следующим шагом должно быть определено: какую задачу при управлении нам надо решить? При управлении любой системой может быть решено только две задачи [4]: Задача управления – это когда мы хотим управлять объектом сами, или задача самоуправления – это когда мы хотим, чтобы объект самоуправлялся без нашего вмешательства, в необходимом нам режиме. Применительно к тормозной системе первая задача управления решается при служебных торможениях, когда водитель (субъект управления) осуществляет процесс управления по своему субъективному мнению, устанавливая замедление транспортного средства. Вторая задача управления решается при экстренных торможениях, когда водитель не способен эффективно управлять процессом торможения, тогда тормозная система должна обеспечить эффективное управление процессом торможения в режиме самоуправления. В связи с этим блок управления ЭПТС должен иметь несколько алгоритмов управления колесами (объектом управления) при

торможении в различных ситуациях. Как минимум, количество алгоритмов должно совпадать с количеством заложенных функций. Из выше сказанного, схема управления электронно-пневматической тормозной системой должна иметь следующий вид (рис. 1).

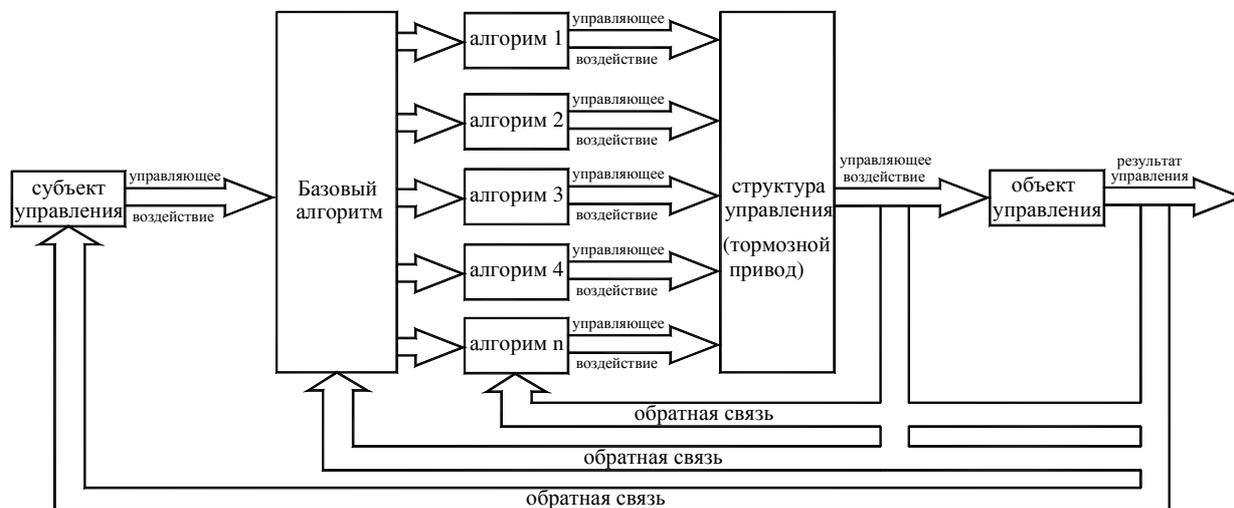


Рис. 1. Общая схема управления электронно-пневматической тормозной системой

В данной схеме предусмотрено разделение общего алгоритма управления на отдельные алгоритмы для каждой функции ЭПТС. Базовый алгоритм отвечает за выбор алгоритма, который должен выполняться в текущий момент времени, исходя из информации поступившей от управляющего воздействия от субъекта управления (водителя), текущего состояния объекта управления (колёса) и состояния структуры управления (тормозного привода). Для повышения качества процесса управления необходимо отслеживать не только состояние объекта управления, но и управляющей структуры, а также, если возможно (рационально), состояние окружающей среды (на выше приведенной схеме не показано).

### Литература

1. Хакен Г. Синергетика / Перевод с английского канд. физ.-мат. наук В.И. Емельянова под редакцией д-ра физ.-мат. наук, проф. Ю.Л. Климонтовича и д-ра физ.-мат. наук С.М. Осовца // Москва: Мир, 1980. - 404 с.
2. Псигин Ю. В. Управление системами и процессами машиностроения: Учебное пособие / Ю. В. Псигин. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 76 с.
3. Миронов С.В. Метасистемный подход в управлении / Миронов С.В., Пищухин А.М. // Монография. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. – 338 с.
4. Достаточно общая теория управления. Постановочные материалы учебного курса факультета прикладной математики — процессов управления Санкт-Петербургского государственного университета (1997 — 2003 гг.).

Леонт'єв Дмитро Миколайович, с.н.с., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Ломака Степан Йосифович, проф. к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ПРО РОЗРАХУНКОВИЙ СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ КООРДИНАТИ ЦЕНТРУ МАС ТИПОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

Під час руху на автомобіль діють зовнішні сили, які в багатьох випадках визначають його безпеку. Їх можна поділити на сили, що рухають автомобіль і сили опору. Відомо, що на деякі з цих сил впливає розміщення центра мас транспортного засобу, і особливо розміщення його по висоті, тому що це впливає на стійкість автомобіля, який планується спроектувати.

Як відомо з курсу фізики, сила тяжіння завжди прикладена до центра мас, який розміщується в межах автомобіля на якійсь висоті від рівня дороги. Визначення місця розташування центру ваги є не простою задачею, яка вирішується за рахунок почергового зважування автомобіля під різними кутами, тому виникає питання чи можливо визначити приблизно координату центра мас використовуючи тільки розрахункові методи.

Розташування центру мас спорядженого автомобіля в більшій мірі залежить від його комплектації та компоновальної схеми, тобто від взаємного розташування двигуна, трансмісії, рами (кузова), кабіни, вантажної платформи, а навантаженого автомобіля – ще й від розміщення та виду вантажу [1].

В залежності від призначення автомобіля його двигун може бути розміщений відносно рами вздовж або поперек. Також двигун може бути розташований на початку рами, посередині, та в задній її частині. При цьому спосіб встановлення двигуна на раму по вертикалі може відрізнитися [2].

Кожен сучасний автомобіль має трансмісію яка за характером передачі крутний моменту може бути: механічна, гідروоб'ємна, електрична й комбінована. Найбільш розповсюдженою є механічна трансмісія, яка передає крутний момент на одну або більше вісь. Центр мас значної кількості елементів трансмісії знаходиться нижче центру мас рами або кузова автомобіля [3].

Рама або кузов автомобіля є елементом на який закріплюються всі основні агрегати, системи та інше навісне обладнання. Центр мас рами, як і кузова, знаходиться над центром мас підвіски та рушіїв (виключенням є тільки рами та кузова спортивних автомобілів) [4].

Кабіна як частина структури автомобіля теж має свій центр мас та може розміщуватися, як над рівнем рами так і в її межах змінюючи центр мас всього автомобіля. В легкових автомобіля функції кабіни виконує кузов, що дозволяє знизити центр мас і підвищити їх стійкість при вищих швидкостях руху [5].

Присутність вантажної платформи в комплектації теж вносить свої корективи в положення центра мас автомобіля. Так розташування вантажної платформи в задній частині автомобіля переміщує центр мас ближче до задніх коліс, а в передній – до передніх [6].

В залежності від типу вантажу, що транспортується на автомобілі та його об'єму, центр мас автомобіля буде міняти своє положення. При умові, що вантаж низький але важкий він буде сильніше змінювати центр мас автомобіля аніж високий і легкий вантаж. Якщо центр мас вантажу розмістити не в центрі мас спорядженого автомобіля тоді навантаження від вантажу буде розподілено не рівномірно й призведе до зміщення центра мас автомобіля.

При визначенні координати центра мас необхідно знати навантаження на вісь, що зважується при встановленні автомобіля під кутом відносно горизонтальній площині. Тому постає питання, чи можливо отримати значення цієї ваги, не зважуючи автомобіль під кутом, лише за рахунок розрахунків.

Точної аналітичної залежності мабуть не існує, але якщо прийняти деякі припущення можна записати емпіричну залежність (1).

$$G'_{2\text{розр}} = G_2 \cdot \left( 2 - \cos \frac{\alpha}{A} + \frac{r_{\text{ст}}}{a} \tan(\alpha) \right), \quad (1)$$

де  $a$  – відстань від проекції центру ваги автомобіля до передньої вісі, м;

$r_{\text{ст}}$  – статичний радіус колеса автомобіля, м;

$\alpha$  – кут нахилу автомобіля до горизонтальної площі, град;

$G_2$  – навантаження на задні колеса автомобіль при горизонтальному положенні, Н;

$A$  – коефіцієнт, який залежить від геометричних параметрів транспортного засобу.

Отримана залежність дозволяє розрахувати центр ваги автомобіля не вдаючись до зважування осей транспортного засобу при нахилі автомобіля відносно опорної поверхні з середньою похибкою до 8%.

## Література

1. Устройство автомобиля. Учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е. Я. Тур, К. Б. Серебряков, Л. А. Жолобов – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

2. Расположение центра тяжести автомобиля и его влияние на устойчивость. Режим доступа: <http://avtookay.ru/physics/tsentr-tyazhesti-avtomobilya>

3. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств в примерах и заданиях: Учеб. посб. / Н.Н. Алёкса, В.Н. Алексеенко, А.Б. Гредескул.- К.:УМК ВО, 1990 – 100 с.

4. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта. Л.: Лениздат, 1984. – 304 с.

5. Шасси автомобиля: Типы приводов/ Под ред. Й. Раймпеля; Пер. с нем. В.И. Губы; Под ред. А.К. Миллера. – М.: Машиностроение, 1989 – 232 с.

6. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Позниозовкин, Ю.М. Власков, М.Б. Ляликов и др. – М.; АО «ТРАНСКОСЛ ТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.

Михалевич Николай Григорьевич, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет;  
Рябуха Юлия Александровна студент гр. ААм-51.

## **МОДЕЛЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С КУЛАЧКОВЫМИ МУФТАМИ**

На сегодняшний день самым актуальным вопросом для производителей грузовых автомобилей и автобусов является сокращение вредных выхлопов и уменьшение расхода топлива. Одним из средств улучшения данных показателей является автоматизация работы трансмиссии. Мировые лидеры решают этот вопрос путём применения роботизированных коробок передач. Такие коробки оснащены механизмами управления согласованно работающими в паре с автоматически управляемым сцеплением. Управление коробкой передач и сцеплением посредством бортового компьютера позволяет рационально выбрать момент переключения передачи, сократить время переключения, и выбрать правильную передачу, в соответствии с режимом движения транспортного средства. Не смотря на достаточно удачные конструкции процесс синхронизации массивных частей трансмиссии существенно затягивает время переключения с одной передачи на другую, особенно при переходе на пониженные передачи. Мировая практика показывает, что для легковых автомобилей одним из перспективных направлений становится развитие коробок передач без разрыва потока мощности. Применение таких коробок передач позволяет не только улучшить динамические качества автомобиля, но и повысить экономичность транспортного средства. Среди производителей трансмиссий для большегрузной техники так же встречаются не традиционные решения. Одной из последних тенденция является применение в конструкции коробки передач для грузового автомобиля кулачковых муфт включения. Применение данных муфт позволило отказаться от традиционных синхронизаторов. Это положительно сказалось на скорости включения передачи, уменьшении деталей в конструкции коробки передач и её удешевлении. Основным недостатком, при условии что переключение осуществляется автоматически, является существенное увеличение динамических нагрузок на детали трансмиссии из-за резкого замыкания деталей при наличии разницы их частоты вращения. Снижение нагрузок может быть осуществлено за счёт разрыва потока мощности и управления частотой вращения ведущих частей при помощи двигателя внутреннего сгорания. В статье описывается математическая модель процесса включения передачи в коробке передач с кулачковыми муфтами включения. Приведена расчётная схема иллюстрирует применение муфты свободного хода для обеспечения квазинеразрывности потока мощности при переключении передач с повышенной на пониженную (рис. 1). Разработана модель регулятора обеспечивающего снижение нагрузок при переключении передач в такой трансмиссии.

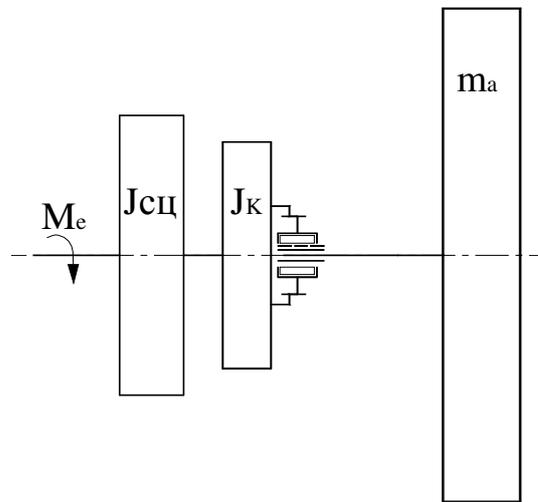


Рисунок 1 – Расчётная модель трансмиссии с кулачковой муфтой включения и муфтой свободного хода

$M_e$  – момент двигателя внутреннего сгорания;  $J_{сц}$  – момент инерции коленчатого вала со сцеплением;  $J_k$  – момент инерции деталей коробки передач;  $m_a$  – приведенный момент инерции массы автомобиля.

Дана оценка динамическим нагрузкам на детали трансмиссии и приведены режимы движения, а также параметры управления двигателем внутреннего сгорания, обеспечивающие снижение перегрузок при включении передачи. Дана оценка перспективности применения такого подхода к переключению передач путём математического моделирования движения в гору автомобиля и сравнения результатов с двумя различными способами управления коробкой (традиционным и предлагаемым) (Рис. 2).

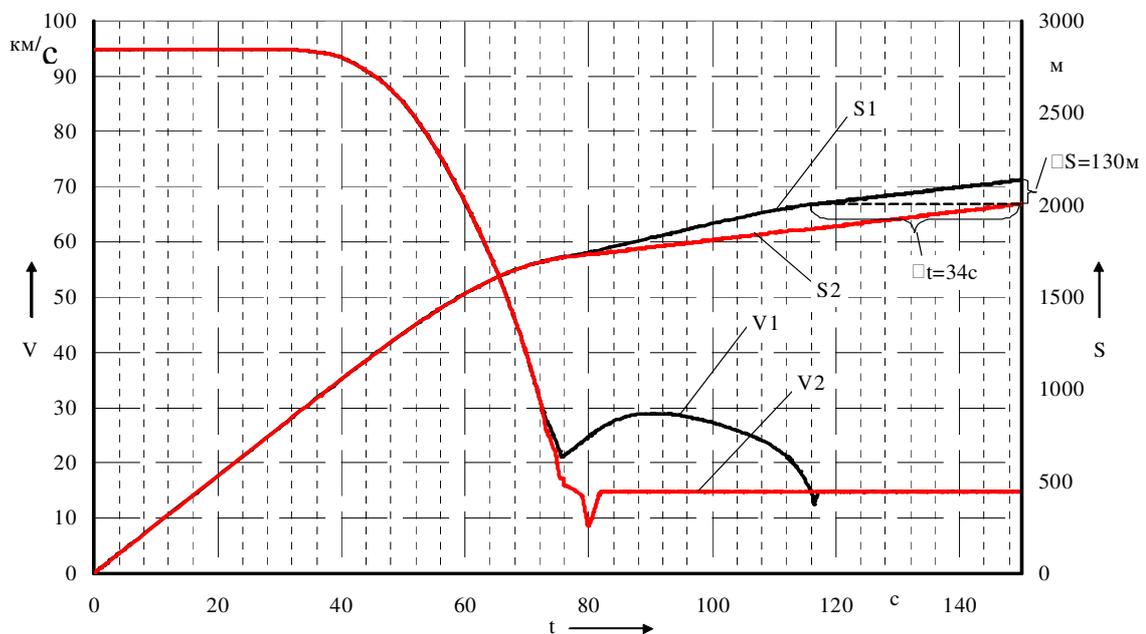


Рис. 2 – Разница в пройденном пути и скорости движения сравниваемых транспортных средств

Результаты моделирования показывают целесообразность такого подхода и необходимость поиска путей снижения динамических нагрузок в трансмиссии

Михалевич Микола Григорович, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
Щербинка Артем Володимирович, пошукач

## **АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РОЗГОНУ ШВИДКІСНОГО АВТОМОБІЛЯ КЛАСУ Е-8, ЩО ОСНАЩЕНО РІЗНИМИ ВАРІАНТАМИ ТРАНСМІСІЇ**

Сьогодні, одним з напрямків покращення динаміки розгону швидкісного автомобіля є застосування трансмісії без розриву потоку потужності. Традиційно, на швидкісних автомобілях класу вільної формули не застосовувались гідромеханічні передачі в силу відомих недоліків [1]. Тому, досить тривалий час, механічна та роботизована трансмісія з розривом потоку потужності залишалась єдиним варіантом у конструкції зазначених автомобілів. З появою двопоточних коробок передач під час розгону більше не має часу розриву потужності за який здійснюється перемикання, але й зростають маси, що обертаються. Таким чином питання скорочення часу розгону не є однозначним.

Сьогодні відомо дві конструкції механічних трансмісій без розриву потоку потужності:

- двопоточна трансмісія, що має два первинних вала та два зчеплення на кожному з них;
- механічна однопоточна трансмісія без розриву потоку потужності з кулачковими муфтами.

Кожна з трансмісій має свої недоліки та переваги.

Метою даної роботи є порівняльний аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу Е-8 з трьома типами трансмісій: однопоточна з розривом потоку потужності; двопоточна без розриву потоку потужності; однопоточна без розриву потоку потужності. Для уточнення розрахованих тягово-швидкісних характеристик автомобіля класу Е-8 F-1600, було визначено різницю у інерційних характеристиках автомобілів з одно- та двопоточною трансмісією. До них відносять масу автомобіля та моменти інерції деталей, що рухаються обертово. Для цього, за допомогою програмного забезпечення Autodesk Inventor, було виконано об'ємні моделі деталей з максимальною деталізацією та, враховуючи матеріали виготовлення і геометричні розміри, розраховані їх маси та моменти інерції.

Для порівняльного аналізу створено наступні пари: однопоточна трансмісія без розриву потоку потужності та однопоточна традиційна трансмісія; двопоточна трансмісія без розриву потоку потужності та однопоточна традиційна трансмісія; однопоточна трансмісія без розриву потоку потужності та двопоточна трансмісія без розриву потоку потужності. За результатами розрахунку отримано графіки розгону (рис. 1) та різницю у шляху розгону у різних комбінаціях трансмісії (рис. 2).

Отримані результати свідчать про те, що автомобіль, оснащений двопоточною трансмісією має перевагу перед традиційною механічною трансмісією в кінці розгону на 1,119 с. за часом та 20 м. за шляхом.

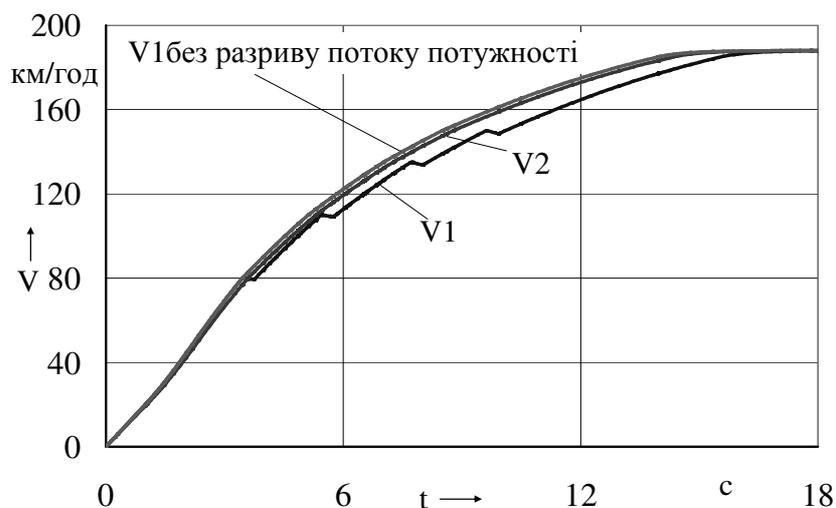


Рисунок 1– Процес розгону автомобіля з одно- та двопоточною трансмісією

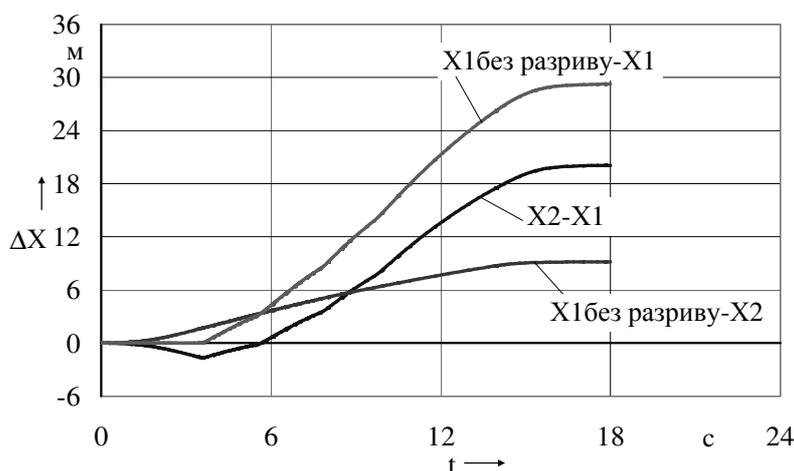


Рисунок 2 – Шлях розгону автомобіля з одно- та двопоточною трансмісією

В той же час порівнявши однопоточні трансмісії (традиційну та без розриву потужності) відзначимо значну перевагу другої за часом 1,523 с. та за шляхом 29 м. Під час порівняння обох трансмісій без розриву потоку потужності спостерігається не така явна, але впевнена перевага однопоточної трансмісії, за часом 0,404 с., за шляхом 9 м. Для порівняння, такий показник можна асоціювати якщо виразити цю відстань як два корпуси автомобіля. Слід зазначити що розглянуто лише один розгін з місця, старт автомобілів, який часто має вирішальне значення, під час перегонів. Якщо провести подібний аналіз у продовж всієї гонки, де розгін має місце після кожного повороту, то перевага виявиться значно суттєвішою.

## Література

1. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач / Харитонов С.А. – М.: Астрель АСТ, 2003. – 331с

Рижих Леонід Олександрович, проф., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Дон Євген Юрійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОТАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧНОЮ ГАЛЬМІВНОЮ СИСТЕМОЮ**

Колісні транспортні засоби (КТЗ) мають підвищену небезпеку на дорозі під час експлуатації, оскільки вони мають велику кінетичну енергію, яку необхідно гасити в процесі гальмування, тому динаміці гальмування КТЗ необхідно приділяти багато уваги.

Дослідження параметрів гальмування, як складової динаміки руху КТЗ є складною задачею, яка потребує адекватного математичного апарату що враховує положення теорії ймовірності при моделюванні збуджуючих факторів. При цьому на динаміку руху КТЗ суттєво також впливають: компоновальна схема гальмівної системи, характер зміни тиску в гальмівній камері та закон керування модуляторами тиску.

Що стосується впливу компоновальних схем на динаміку гальмування КТЗ, то в роботах [1-4, 6, 7] можна виділити наступне: в роботі [1] Пчелін І.К. відмічає, що найменше курсове відхилення мають КТЗ з компоновальною схемою з встановленням двох датчиків кутової швидкості на колеса мосту та одного модулятора тиску (тип компоновки 2121 [3]), але при використанні цієї схеми декілька збільшується гальмівний шлях у порівнянні зі схемою типу 2222. До такого ж висновку прийшов і Ревін О.О. в своїй роботі [2].

В роботах Попова О.І. [4] та Артамонова С.Ю. [7], які проводили дослідження на вантажних автопоїздах різного класу відмічається, що у порівнянні з іншими схемами встановлення модуляторів та датчиків найбільш ефективно гальмування автомобіля з причіпною ланкою спостерігається при використанні схем типу 21212121 або 21210021. Використання таких схем дозволяє скоротити гальмівний шлях автомобіля у порівнянні з заблокованими колесами на 7 – 10 %. Автор роботи [7] також відмічає, що бічне відхилення автопоїзду при гальмуванні в повороті з використанням компоновальної схеми 21212121 в 7 разів менше у порівнянні з компоновальною схемою 22222222.

Іншої думки висловлюється автор роботи [6] Іванов В.Г. В роботі стверджується, що найбільшу ефективність має компоновальна схема типу 2222 при чому автор відмічає, що спрацювання автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля, яка працює за принципом індивідуального керування, дає можливість зменшити гальмівний шлях КТЗ на 3,4% на сухому та вологому асфальтовому покритті. Що стосується гальмування КТЗ в умовах “мікст”, автор роботи [6] відмічає, що гальмівний шлях зменшується до 9,8%. Такі показники можливо отримати при використанні схеми 2222, але якщо використовувати принципи нечіткої логіки керування та багаторівневі алгоритми, які мають можливість адаптації та самонавчання.

В свою чергу Ревін О.О. [2] відмічає, що при використанні компоновальних схем для зменшення гальмівного шляху КТЗ, необхідно також враховувати принцип керування модуляторами тиску.

На основі попереднього аналізу можна зробити висновок що використання принципу керування типу MIR найбільш раціональні для компоновальних схем типу 2121 та 2222 при використанні нескладних алгоритмів роботи системи. Використання принципу керування типу IR потребує ускладнення алгоритмів та введення нечіткої логіки в роботу системи, що не завжди є оправданими. А що стосується зміни тиску робочого тіла в модуляторах гальмівної системи - можна зробити інший висновок, що найбільш раціональним є використання пропорційних систем [8] оскільки вони дозволяють регулювати характер зміни робочого тіла не навантажуючи елементи гальмівної системи транспортного засобу. Тому питання характеру зміни тиску робочого тіла в модуляторах гальмівної системи з ЕППП потребує додаткових досліджень оскільки в науково технічній літературі інформація з цього приводу відсутня, не дивлячись на те, що за кордоном такі відомі фірми як “Knorr-bremse” і “WABCO” активно розвивають даний напрямок [5].

## Література

1. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля / Автореферат, дис. работа канд. техн. наук: - 05.05.03. / Пчелин Игорь Константинович – Москва, 1984. – 390с.;
2. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография / Ревин Александр Александрович // ВолгГТУ. – Волгоград. 2002 – 372с.;
3. Гуревич Л.В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с. – (Устройство и эксплуатация): ил., табл.. – Библиогр.: с.223;
4. Попов А.И. Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А.И. Попов, В.В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его аппаратов / Моск. автомоб. – дор. ин-т. – М., 1988. – с. 35-40;
5. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for commercial Vehicles (Электронный ресурс) Product information. Режим доступа к сайту: <http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/>;
6. Иванов В.Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.05.03. / Иванов Валентин Гергиевич. – Минск., 2005. – 377с.;
7. Артамонов С.Ю. Устойчивость седельного автопоезда при торможении с противоблокировочной системой (ПБС): дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Сергей Юрьевич Артамонов – Минск., 1985. – 185с.;
8. Красюк А.Н. Совершенствование электропневматических систем автотранспортных средств: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.22.02. / Красюк Александр Николаевич. – Харьков., 2011. – 188с.;

Сергиенко Александр Владимирович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭНЕРГОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ ЭЛЕМЕНТОВ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ ДЛЯ СПОРТА.**

Во всем мире в автомобильной промышленности при создании новой техники проблема пассивной безопасности стоит весьма остро и приобретает решающее значение в исследованиях такого характера. Особенностью систем пассивной безопасности спортивных автомобилей является то, что они изготавливаются из композитного материала. Расчетные методы при помощи создаваемых трехмерных моделей весьма ресурсоемки и требуют детальной проработки конструкции перед расчетом, применяемые аналитические модели упрощены и дают большую погрешность.

Поэтому, представляется актуальным создание метода теоретической оценки пассивной безопасности энергопоглощающих элементов спортивных автомобилей на стадии их проектирования и синтеза. Для предварительной оценки необходимой конструкции энергопоглощающего элемента предлагается воспользоваться удельной энергоемкостью материала. Удельная энергоемкость определяется по авторской методике и позволяет на ранней стадии проектирования определить необходимые геометрические параметры энергопоглощающего элемента и рассчитать параметры замедления и скорости при столкновении с неподвижным препятствием. Методика определения удельной энергоемкости композитных материалов позволяет проводить не только сравнительную оценку разных материалов но и использовать ее при инженерных расчетах.

Для оценки уровня безопасности проектируемого автомобиля предлагается применять трехмассовую модель человека позволяющую определить критерии вероятности травмирования (НІС, ТНСС, FFC). Эта модель учитывает особенности системы безопасности спортивного автомобиля, в частности применение системы защиты головы и шеи HANS. Проведенные расчеты показали, что нагрузки при фронтальном ударе растут при увеличении наклона спинки кресла, а при наклоне более 30 градусов возникает опасность подныривания человека под поясную лямку ремня.

Методика позволяет на ранней стадии проектирования оценить пассивную безопасность автомобиля а также заложить оптимальные параметры посадки пилота и геометрические характеристики носового энергопоглощающего элемента пассивной безопасности.

### **Литература**

1. Хусаинов А.Ш. Пассивная безопасность автомобиля / А.Ш. Хусаинов, Ю.А. Кузьмин. – Ульяновск: УлГТУ, – 2011. – 89 С.

Сильченко Николай Николаевич, инженер, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
 Михалеви́ч Николай Григорьевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

В связи с широким применением автоматизированных приводов в автомобилестроении теория и расчет их проработаны достаточно обширно, и по этим вопросам имеется много литературы.

Вместе с тем ряд вопросов, связанных с исследованием процесса переключения передач при использовании электромеханического привода переключения передач, разработан недостаточно. Имеющаяся литература по данному вопросу подробно рассматривает процессы синхронизации, протекающие при постоянном моменте синхронизации. Специфика процесса синхронизации при использовании электромеханического привода переключения передач заключается в том, что выравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых элементов протекает при переменном синхронизирующем моменте.

При изучении процессов протекающих в разработанном электромеханическом механизме переключения передач было проведено математическое описание структурных элементов механизма и моделирование его работы. Данная работа позволяет изучить динамику процесса перемещения рычага переключения передач при использовании электромеханического привода в механизме управления коробкой передач.

Построив математическую модель электродвигателя. Входной величиной является напряжение  $U_t$ , которое подается на якорь, а в качестве обобщенной координаты примем угол поворота  $\Theta(t)$  ротора.

Составив структурную схему электродвигателя (рис. 1).

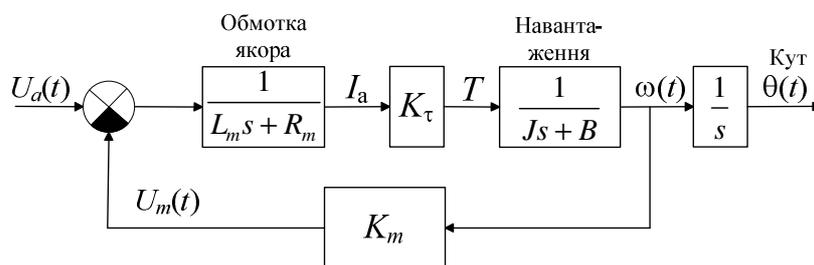


Рисунок 1 – Структурная схема электропривода

В среде MATLAB Simulink построили математическую модель разработанного механизма управления коробкой передач (рис 2). При моделировании рассмотрели ситуацию включения передачи движение на этой передаче, выключение и переход рычага переключения на соседний ползун КП с включением следующей передачи (рис 3).

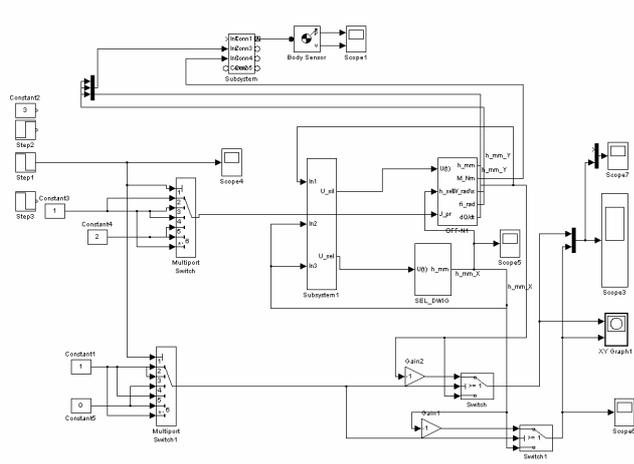


Рисунок 2 – Simulink -модель электромеханического механизма переключения передач

По результатам моделирования процесса переключения передач были получены следующие зависимости, которые позволяют исследовать динамические составляющие при работе механизма (рис 4).

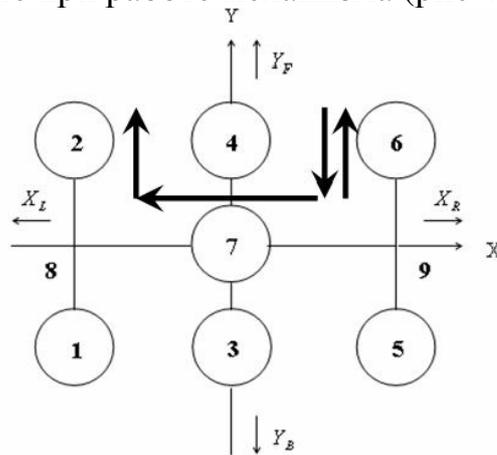


Рисунок 3 – Направление движения рычага переключения в частном случае моделирования

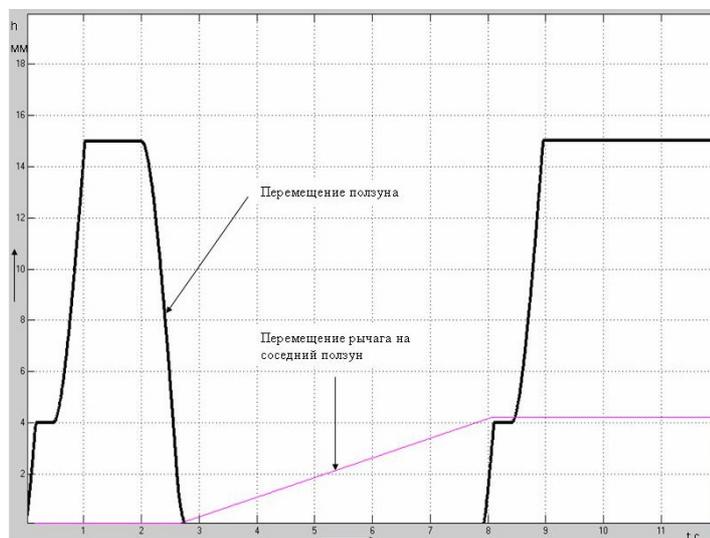


Рисунок 4 – Перемещение ползуна в КП при переключении передач

## **АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗБУДЖУЮЧИХ СИЛ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ІЗ ПРИЧЕПОМ У СКЛАДНИХ ДОРОЖНІХ УМОВАХ**

Легковий автомобіль із причепом, який являє собою систему матеріальних точок, може за певних умов втрачати стійкість власного руху.

При аналізі руху легкового автомобіля із причепом завжди приймаються до уваги сили, які вже описані і враховані у диференціальних рівняннях руху. Однак у реальних умовах на досліджуваній легковий автомобіль та причеп при русі діють фактори збудження, під якими розуміють сили, що не враховуються під час опису руху у класичному вигляді.

Збуджуючі сили не вводяться у рівняння руху тому, що вони або малі у порівнянні із основними силами, або випадкові у часі їх прикладання. До них відноситься безліч збудників, основними із яких є – бокові та вертикальні удари (поштовхи) від нерівностей опорної поверхні, зміна сил опору кочення коліс, різкі бокові пориви вітру і т.д.

Зазвичай такі сили невідомі за величиною та точкою прикладання та можуть діяти як миттєво, так і постійно. У першому випадку їх вплив при відносно невеликій величині мало змінить початкові координати та швидкості ланок через використання у легкових автомобілях та причепах елементів стабілізації, у другому – їх вплив буде безперервно спотворювати основні траєкторії руху ланок, при чому відхилення буде прямо пропорційне величині збуджуючої сили.

Також можна зазначити, що збуджуючі сили можливо розглянути за величиною впливу на рух. При прикладенні одних здійснюватиметься незначний вплив, тобто рух не буде значно відрізнятися від «незбудженого», або після припинення їх дії легковий автомобіль із причепом повернеться до вихідного «незбудженого» руху. У інших випадках вплив навіть малих збуджуючих сил досить значний, а збуджений рух буде значно відрізнятися від «незбудженого», при чому різниця із плином часу буде зростати.

Метою подальших досліджень є відокремлення впливу кожної збуджуючої сили на рух легкового автомобіля із причепом та вибір найбільш впливових.

## ГИБРИДНАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ АВТОБУСА

Введение. Внедрение экологически чистых технологий на транспорте повышает топливную экономичность и снижает выбросы вредных веществ.

Анализ исследований и публикаций. Наиболее энергосберегающим и экологически чистым транспортным средством является электромобиль, который получает энергию от тяговых аккумуляторных батарей. Но, несмотря на свою многолетнюю историю, электромобиль так и не получил широкого распространения. Это связано с тем, что электрохимические технологии сохранения энергии не могут конкурировать с чрезвычайно высокой плотностью энергии бензина, дизельного топлива или сжиженного газа. В настоящее время наиболее удобными в эксплуатации являются гибридные транспортные средства, которые имеют режим «электропривод» и способны заряжаться от стационарных источников электроэнергии [1,2].

Цель и постановка задачи. Целью исследования является повышение топливной экономичности и экологической чистоты маршрутных автобусов за счет использования тягового электропривода, который получает питание от энергоемких литий-ионных аккумуляторных батарей. Основная задача исследования - научно-техническое обоснование необходимости переоборудования автобусов в гибридные транспортные средства.

Основным преимуществом при переоборудовании автобусов является то, что сам автобус и его базовая силовая установка остается практически без изменений, лишь дополняется тяговым вентильным электрическим двигателем, который получает питание от энергоемких литий-ионных аккумуляторных батарей, а также другими необходимыми системами: системой управления, преобразователем напряжения, системой заряда и т.д.

Силовая установка автобуса дополняется электроприводом, который имеет следующие основные технические характеристики:

- мощность электродвигателя 80 кВт (КПД 90 %), который обеспечит максимальную скорость до 90 км/час;
- запас энергии в ТАБ составляет 24 кВт·ч, который обеспечит запас хода на электроприводе до 80 км;
- время скоростного заряда аккумуляторной батареи до 80 % емкости осуществляется за 0,5 ч., время обычного заряда до 4 ч.;
- себестоимость 1 км пробега – 0,2...0,3 грн., что в 17...20 раз меньше, чем себестоимость 1 км пробега автобуса с базовой силовой установкой.

При эксплуатации гибридных автобусов в режиме «электропривод» для преодоления 100 км пути расходуется 30...40 кВт·ч электрической энергии, которая была запасена в блоке аккумуляторных батарей из стационарной электрической сети 220 В, 50 Гц, например, на конечной станции маршрута при посадке и посадке пассажиров. С учетом розничных цен на электрическую

энергию для городского электрического транспорта в сентябре 2015 г. (0,789 грн/ кВт·ч) и КПД зарядного устройства (85 %), себестоимость проезда 100 км составляет 20...27 грн. При эксплуатации автобуса с базовой силовой установкой расходуется 20...30 л/100 км дизельного топлива. С учетом средних розничных цен на дизельное топливо в сентябре 2015 г. (17,35 грн/л), себестоимость 100 км составляет 347...520 грн. Таким образом, себестоимость эксплуатации гибридного автобуса в режиме «электропривод» по сравнению с базовым автобусом уменьшается в 17...20 раз. На каждой 1000 км пробега будет чистая экономия в размере 3270...4930 грн. за счет использование электрической энергии вместо дизельного топлива. Среднесуточный пробег маршрутного автобуса можно принять 160 км. За 300 рабочих смен в году пробег маршрутного автобуса составляет 48 000 км. Следовательно, за год экономия от эксплуатации гибридного автобуса на электроприводе, по сравнению с базовым автомобилем, составляет 156 960...236 640 грн.

Стоимость комплектующих для переоборудования определяются преимущественно стоимостью литий - ионных аккумуляторных батарей и стоимостью тягового электрического двигателя. В таблице приведены ориентировочные цены на комплектующие (от электромобилей Nissan Leaf), которые необходимы для переоборудования одного автобуса в опытном изготовлении и мелкосерийном производстве.

Таблица. Стоимость комплектующих для переоборудования одного автобуса

Комплектующие	Опытный образец, тыс. грн.	Серийный образец, тыс. грн.
Аккумуляторные батареи, 24 кВт·ч	150	100
Электродвигатель, 80 кВт	50	35
Система заряда и управления	30	20
Итого, тыс. грн.	230	155

Данный расчет стоимости комплектующих показывает, что затраты на переоборудование окупятся через 1 год эксплуатации (или 50 000 км пробега) гибридного автобуса, который используется в качестве городского маршрутного автобуса. Основным преимуществом переоборудования автобусов заключается в экологической чистоте электрической силовой установки. Гибридные автобусы в режиме «электропривод» можно эксплуатировать в парковых зонах, зонах отдыха и т.д.

Выводы. Переоборудование автобусов в гибридные варианты является перспективным и экономически-выгодным проектом.

## Литература

1. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика: монографія / А.В. Бажинов [и др.] / Харьковск. нац. автомоб.-дорожн. ун-т. – Харьков, 2011. – 236 с.
2. Гібридні автомобілі: монографія / А.В. Бажинов [и др.] // Харьковск. нац. автомоб.-дорожн. ун-т. – Харьков, 2008. – 327 с.

Ужва Анатолий Викторович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
Сергиенко Александр Владимирович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

## **КОМПОЗИТНЫЕ МАТЕРИАЛЫ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ**

Детали из композитных материалов ранее применявшиеся только на автомобилях для спорта и ограниченно в спортивных автомобилях единичного производства постепенно получают распространение в автомобилестроении. Основные недостатки деталей из композитных материалов для серийного автомобилестроения – дороговизна материалов и большое время формования детали. Если с первым недостатком вызванным объективными причинами приходится мириться, то со вторым успешно справляются.

Так, раньше формование детали требовало ручной укладки армирующих слоев и последующей выдержки в автоклаве цикл изготовления детали занимал до 12 часов. Сейчас применяется механическая укладка сухой ткани с последующей вакуумной инъекцией и отверждением в металлических матрицах с ТВЧ, цикл изготовления сокращается до 10-20 минут. Сокращение времени изготовления с десятков часов до минут дало возможность применять детали из композитных материалов в серийном автомобилестроении.

Физико-механические свойства композитных элементов позволяют создавать как силовые детали так и энергопоглощающие элементы.

Как пример силовых деталей можно привести монокок который полностью заменяет кузов автомобиля. Выполненный из композитных материалов такой элемент не только легче стального или алюминиевого аналога но одновременно и жестче их.

Детали из углекомполита имеют массу примерно в 3 раза меньшую чем аналогичные детали из металла. Этим свойством пользуются при изготовлении кузовных панелей или элементов кузова (капот, двери, крышка багажника).

Детали изготовленные из углекомполита имеют высокие удельные характеристики энергопоглощения (на единицу массы и на единицу объема).

Различные источники говорят о трехкратном преимуществе удельного энергопоглощения углекомполитов перед специальными мягкими сталями используемых при изготовлении зон деформации лонжеронов и краш-боксов.

Если в начале применения углекомполита его использовали исключительно в качестве материала для максимально жестких несущих конструкций, то в дальнейшем углекомполит полностью вытеснил другие материалы для изготовления разрушаемых энергопоглощающих элементов.

Такие детали в виде отдельных конструкций применяются и в системах пассивной безопасности автомобилей с силовой конструкцией из традиционных материалов.

Філіпова Галина Андріївна, к.т.н., професор, Національний транспортний університет

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка,

Криворот Анатолій Ігорович, старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, [jordan\\_tolik@mail.ru](mailto:jordan_tolik@mail.ru),

## **ДО ВИБОРУ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ СІМЕЙСТВА «ГАЗель» ЗА АНАЛІЗОМ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗГАНЯННЯ ТА ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ**

У сучасній транспортній мережі країни постійно зростає загальна кількість автомобілів, що призводить до підвищення інтенсивності руху на дорогах. Особливо суттєво це відчувається на вулицях великих міст та інших населених пунктів. Популярним транспортом тут вважаються маршрутні транспортні засоби, цільовою функцією яких є собівартість і швидкість перевезення пасажирів. Враховуючи це, для них доцільно поліпшувати тягово-швидкісні властивості та паливну економічність, забезпечуючи необхідні середні експлуатаційні швидкості руху та мінімізацію витрат палива на маршруті.

Тягово-швидкісні властивості визначають можливі згідно з характеристиками двигуна діапазони швидкостей руху автомобіля та максимальну інтенсивність розганяння при його роботі в тяговому режимі в різних дорожніх умовах [1].

Одним із шляхів поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії, зокрема передаточних чисел коробки передач (КП).

Існують різні методики вибору передаточних чисел коробки передач: одні передбачають отримання найкращої прийомистості, інші – паливної економічності або середньої швидкості в деяких заданих умовах руху [2].

Метою даного дослідження є визначення оптимального ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля ГАЗ-3302 з використанням основних технічних характеристик і розрахункових даних для двигуна ЗМЗ-4063, який працює на генераторному газі з наддувом [3], для забезпечення кращих розгонних властивостей транспортного засобу в експлуатаційних умовах з одночасним зниженням витрати палива.

Графічне відображення передаточних чисел, що визначені за різними законами та методиками, наведено на рисунку 1.

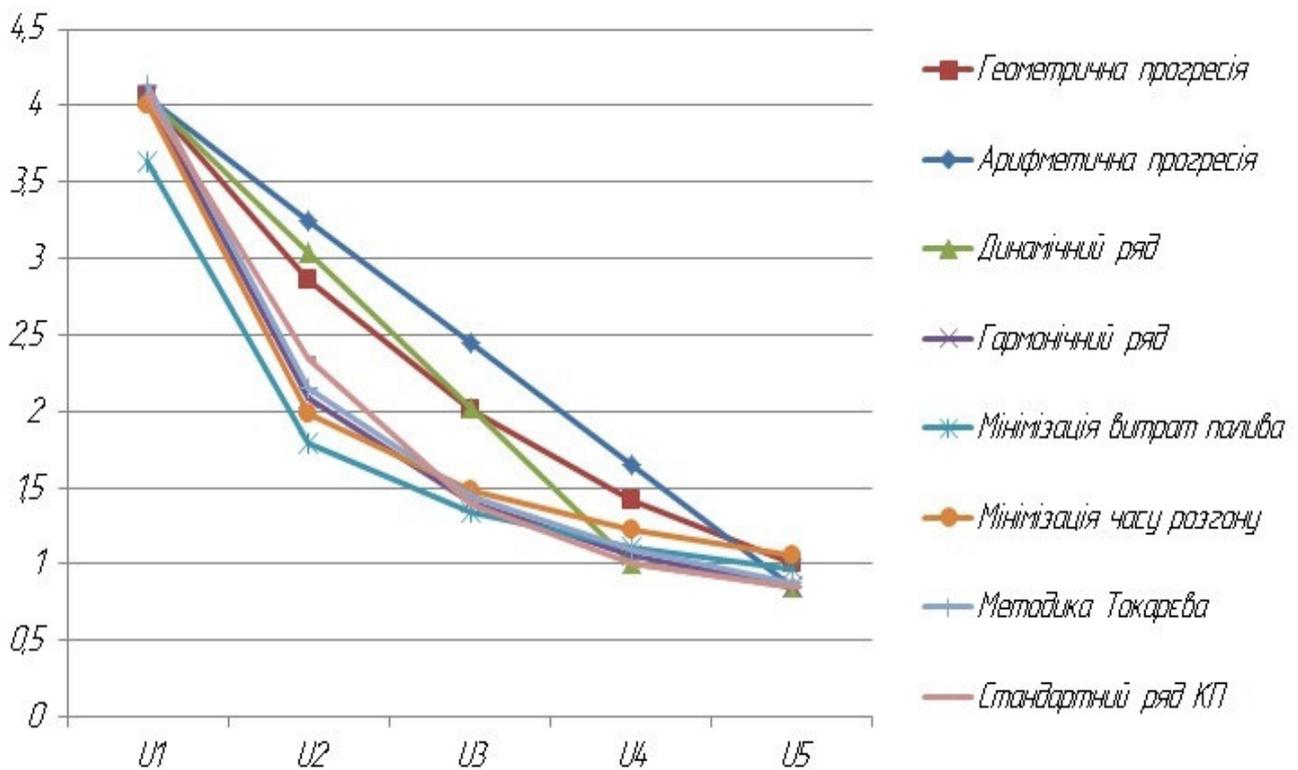


Рисунок 1 – Передаточні числа коробки передач, визначені за різними законами та методиками

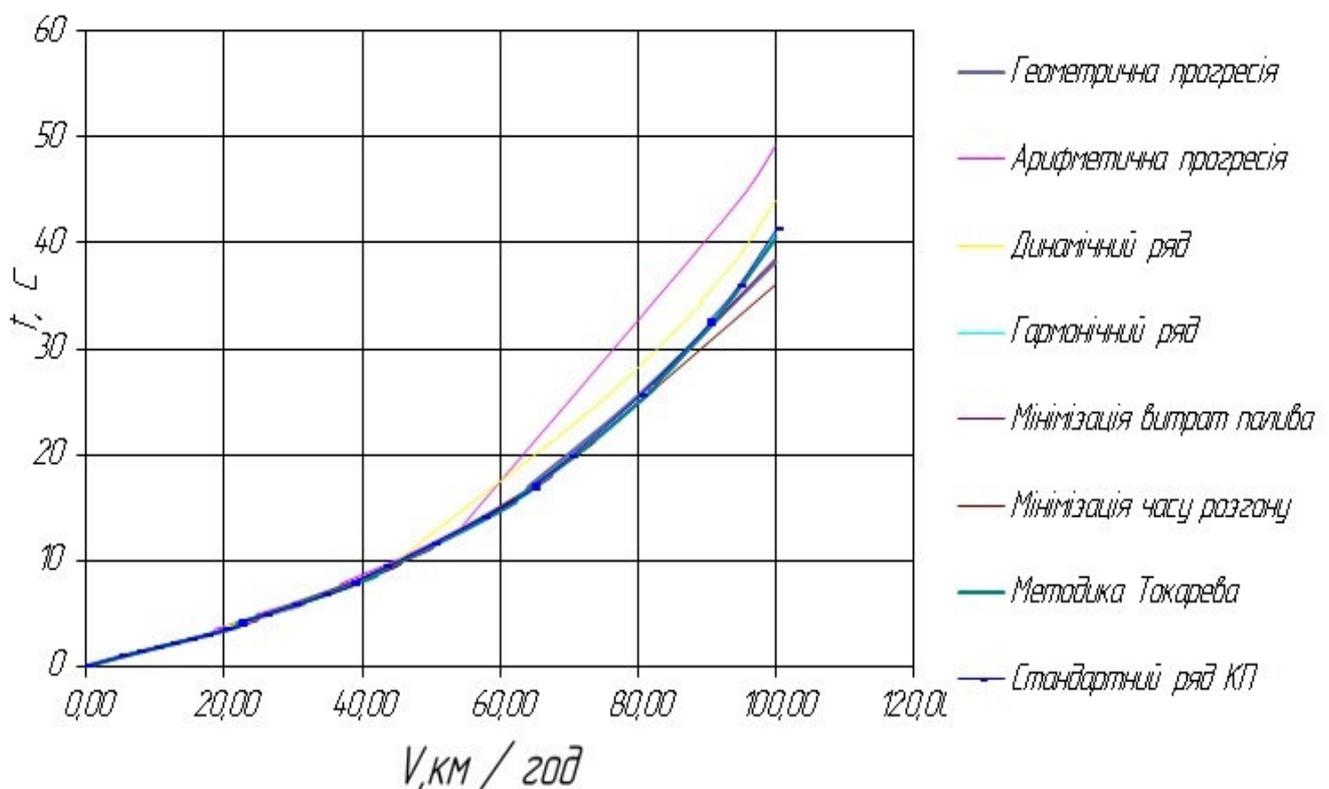


Рисунок 2 – Швидкісна характеристика розганяння автомобіля ГАЗ–3302

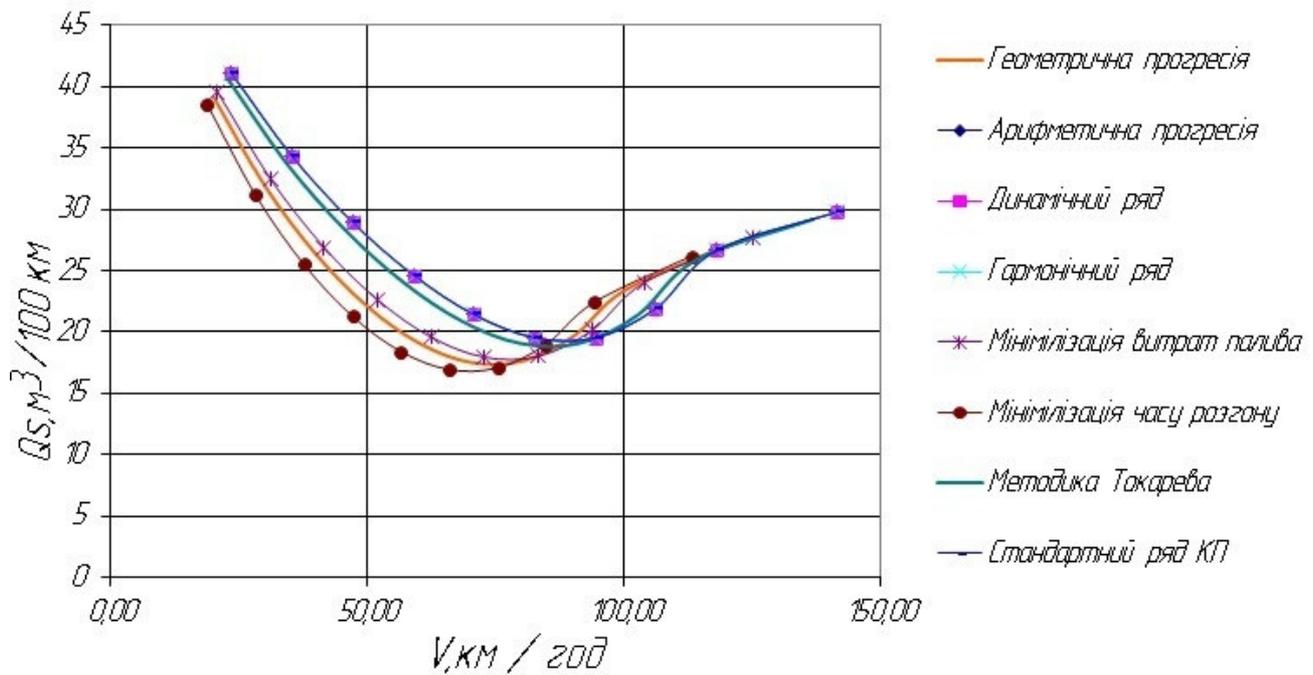


Рисунок 3 – Паливна характеристика усталеного руху автомобіля при коефіцієнті дорожнього опору  $\psi = 0,02$

Аналіз швидкісної характеристики розганяння (рисунок 2) та паливної характеристики усталеного руху автомобіля ГАЗ-3302 (рисунок 3) показує, що методика вибору передаточних чисел коробки передач з умови мінімізації часу розгону забезпечує мінімальний час розгону до швидкості 100 км/год, а також найкращі порівняно з іншими методиками показники паливної економічності в швидкісному діапазоні до 75 км/год.

Таким чином, можна зробити припущення, що оптимальна щільність ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля ГАЗ-3302 має визначатися за законом рівносторонньої гіперболи.

### Література

1. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М. : Машгиз, 1963. – 236 с.
2. Наркевич Э.И. Предварительный выбор параметров коробки передач // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 6. – С. 25-27.
3. Філіпова Г.А., Орисенко О.В., Криворот А.І., Голуб О.М., Капуста О.О. Способи поліпшення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі / Г.А. Філіпова, О.В. Орисенко, А.І. Криворот, О.М. Голуб, О.О. Капуста // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». – Луцьк, 2014. – Випуск № 45. – С. 573-578.

Шаповаленко Владислав Алексеевич, инженер, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **ПОВЫШЕНИЕ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПОРТИВНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ БОКОВОМ УДАРЕ**

Современный прогресс в науке и технике, безусловно, связан с появлением и стремительным развитием электронных вычислительных машин (ЭВМ). Поэтому применение ЭВМ для моделирования систем пассивной безопасности. Есть очередным шагом на пути к повышению точности [1], испытаний систем пассивной безопасности спортивного автомобиля.

Понятие моделирования достаточно сложное. Оно включает в себя огромное разнообразие способов моделирования: от создания натуральных моделей различных систем пассивной безопасности спортивного автомобиля (уменьшенных или увеличенных копий реальных объектов). Что касается моделирования систем пассивной безопасности, появляется возможность использовать вычислительную технику и развивать расчетные методы оценки систем пассивной безопасности [2]. Системы пассивной безопасности предназначены для снижения тяжести последствий столкновений и наезда на трассе.

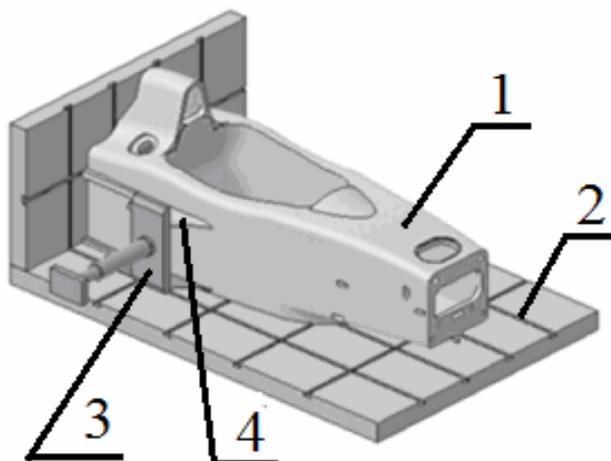
Использование программных продуктов ANSYS, Solid WorksSimulation, дает возможность получить данные исследования напряженно-деформированного состояния, а также провести анализ состояния боковой системы пассивной безопасности, ускорения и деформации при взаимодействии с препятствием.

В боковых понтонах автомобилей класса Формула «Е8» размещают систему пассивной безопасности. Которая крепится к несущей конструкции спортивного автомобиля. В боковых понтонах располагаются дополнительные системы автомобиля, по этому инженерам команд приходится искать наилучшие варианты в компоновке пространства внутри понтонов.

Основными тестами систем пассивной безопасности, которые разработала Международная автомобильная федерация, являются проведения ударных испытаний: дуг безопасности, носовой структуры и боковых систем пассивной безопасности Тесты направлены на испытания зон снижающих уровень нагрузок, действующих на пилота, путем гашения энергии удара за счет формирования энергопоглощающих зон деформации спортивного автомобиля.

Также определены предельные величины: средняя величина замедления объекта, измеренная в направлении удара, не должна превышать 20 g; усилие на любом из четырех сегментов (часть боковой системы пассивной безопасности к которой прикладывается нагрузка) приложения нагрузки не должно превышать 80 кН; энергия, поглощенная каждым из четырех сегментов должна быть между 15 % и 35 % от общего поглощения энергии [3]. Кроме

того, все структурные повреждения, должны оставаться в области поглощения удара (оставаться в области разрушения).



1 – капсула безопасности (монокок); 2 – стенд, на котором закрепляется капсула безопасности; 3 – прикладывание статической нагрузки; 4 – боковая система пассивной безопасности

Рисунок 1 – Схема выполнения статического теста боковой системы пассивной безопасности

Система пассивной безопасности может быть использована в конструкции понтонов спортивного автомобиля Формула Е8. В качестве зоны разрушения и поглощения кинетической энергии. В существующих спортивных автомобилях класса Е8 отсутствует разрушаемая зона деформации. В связи с этим в элементах боковой системы пассивной безопасности рекомендуется применять энергопоглощающие элементы, которые при возникновении больших нагрузок имеют свойство деформироваться и забирать часть кинетической энергии, уменьшая нагрузку на пилота спортивного автомобиля.

## Литература

1. Туренко А.Н. Состояние вопроса по созданию моделей систем пассивной безопасности спортивных автомобилей на стадии проектирования / А.Н. Туренко, А.В. Ужва, А.В. Сергиенко, В.А. Шаповаленко // – Вестник НТУ «ХПИ»– 2012. – №60 – С. 42-47.

2. Хусаинов А.Ш. Пассивная безопасность автомобиля / А.Ш. Хусаинов, Ю.А. Кузьмин. – Ульяновск: УлГТУ, – 2011. – 89 С..

3. 2011 FIA Formula2-Technical Regulations [электронный ресурс] режим доступа: <http://fia.com/enGB/sport/regulations/Pages/formulatwo.aspx>.

Шуклинов Сергей Николаевич, д.т.н. проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
Залогин Максим Юрьевич, ассистент каф. автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ОПРОКИДЫВАНИЯ КАБИНЫ КАК КОМПОНЕНТА СИСТЕМЫ ЧЕЛОВЕК-МАШИНА

Общеизвестно, что требования к рабочему месту водителя постоянно совершенствуются. Совершенствование эргономических требований, а также требований к функциональной работоспособности водителя в кабине оказывает влияние на массово-габаритные параметры кабины. Установлено, что за последние 30 лет масса кабины автомобилей увеличилась на 31,3%. Объясняется это влиянием таких факторов как: улучшение эргономики и дизайна рабочего места водителя; возможность человеку находиться во весь рост в кабине; наличие сервисных устройств, повышающих комфортабельность эксплуатации автомобиля и т.д.

Эксплуатация автомобиля в свою очередь сопровождается техническим обслуживанием систем управления, агрегатов и двигателя. Для доступа к упомянутым компонентам на транспортном средстве с бескапотной компоновкой необходимо предварительно опрокинуть кабину. Так как одному человеку выполнить данную работу достаточно сложно, применяют механизмы опрокидывания кабины, чаще всего гидравлические. Для выполнения работы опрокидывания кабины используется гидравлический насос с ручным приводом, а формирующим сигналом является усилие на приводной рукоятке, создаваемое мускульной силой человека (рис.1) [1]. В этой связи исследование гидравлического механизма опрокидывания кабины, как компонента системы человек-машина, в условиях повышения массово-габаритных параметров кабины приобретает особое значение и актуальность.



Рис. 1. Общая схема расположения элементов гидравлического механизма опрокидывания кабины и рабочее место оператора

Следует отметить, что рабочий процесс опрокидывания кабины определяется как технико-эксплуатационными свойствами механизма, так и антропометрической характеристикой человека и параметрами рабочего места оператора. Результат выполнения работы опрокидывания кабины также зависит от энергетического потенциала человека и определяется особенностью функционирования мышц человека. В этой связи работа человека может характеризоваться степенью комфортабельности ее выполнения. Комфорт выполнения опрокидывания кабины должен оцениваться совершаемой при этом работой, а не величиной усилия на рукоятке, как это регламентируют соответствующие стандарты [2].

При проведении экспериментальных исследований установлено, что значение усилия на рукоятке насоса находится в пределах 200-400 Н. При этом количество возвратно-поступательных движений рукоятки может находиться в пределах 60-220 [3]. Это зависит как от конструктивных особенностей механизма опрокидывания кабины, так и от ее массово-габаритных параметров. Следует отметить, что работа мышц человека при опрокидывании кабины не учитывается. В этой связи работу мышц необходимо оценивать по затрачиваемой энергии и развиваемой мощности человека, что также позволит оценить качество гидравлического механизма опрокидывания кабины.

В этой связи улучшение технико-эксплуатационных свойств механизма опрокидывания кабины возможно путем снижения энергетических затрат человека при опрокидывании кабины. Снижение энергетических затрат человека возможно путем:

- совершенствования процесса управляющего воздействия (путем обоснования эргономических параметров рабочего места оператора);
- совершенствования процесса передачи энергии (путем определения рациональных параметров влияющих на энергетические затраты человека);
- совершенствования процесса совершения полезной работы (путем применения системы рекуперации потенциальной энергии кабины).

### **Литература:**

1. Шуклінов С.М. Аналіз функціональних властивостей механізмів підйому кабін вантажних автомобілів / С.М. Шуклінов, М.Ю. Залогін // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції, — Вінниця, ВНТУ. — 21 — 23 жовтня 2013 р. — С. 192.

2. Автомобильные транспортные средства. Гидроцилиндры и насосы гидравлических механизмов опрокидывания кабин. Технические требования и методы испытаний (ГОСТ Р 53807-2010) [Введен 2010-09-15]. — М.: Стандартинформ, 2010. — 17с. — (Национальный стандарт Российской Федерации).

3. Лапшин Ф. Грузовики и автобусы. Последняя дуэль / Федор Лапшин // Авторевю. — 2012. — №12. — С. 68. 2. Лапшин Ф. Грузовики и автобусы. Рядные / Федор Лапшин // Авторевю. — 2013. — №11. — С. 77.

Ярита Александр Александрович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА СЦЕПЛЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ**

В настоящее время наиболее эффективным и комфортным средством перевозки пассажиров и доставки грузов является автомобиль, именно он является наиболее востребованным наземным транспортным средством.

Увеличение количества транспортных средств привело к тому, что условия работы водителя стали более напряженными, с частыми остановками и троганием с места, интенсивным переключением передач. В итоге это негативно сказывается на физическом состоянии водителя, и, как следствие, на его внимательности.

Учитывая приведенные факты, актуальным выглядит вопрос облегчения управления сцеплением автомобилей. Особенно это касается грузовых автомобилей и автобусов, так как большой момент передаваемый сцеплением, приводит к значительному усилию необходимому для управления им. Эта задача уже несколько десятилетий находится в сфере внимания ведущих автомобильных производителей, основные варианты ее решения заключаются в различных вариантах совершенствования привода управления сцеплением.

Проведенный анализ литературных источников показал, что в последние десятилетия на грузовых автомобилях и автобусах стал широко применяться электропневматический привод сцепления.

Основными достоинствами электропневматического привода сцепления являются:

- облегчение процесса управления сцеплением;
- упрощение компоновки элементов привода сцепления на транспортном средстве (в случае разнесения органа управления и исполнительного элемента привода на большое расстояние);
- возможность полностью автоматизировать процесс переключения передач.

Работа электропневматических приводов сцепления зачастую базируется на электропневматических клапанах, основное отличие между конструкциями – количество клапанов и алгоритм работы, реже управление осуществляется за счет шагового электродвигателя.

Конструкция, включающая силовой пневматический цилиндр с двумя управляющими электропневматическими клапанами была разработана на кафедре автомобилей ХНАДУ [1]. Преимуществом данной схемы является относительно низкая стоимость и малые габариты, недостаток – низкие эксплуатационные показатели, в частности быстродействие.

Повысить показатели быстродействия электропневматического привода сцепления позволило появление схемы с четырьмя электропневмоклапанами, работающими попарно: два на впуск, два на выпуск [2]. Подобная конструкция

разработана и серийно выпускается фирмой Knorr-Bremse. Применение большего количества электропневматических клапанов влечет за собой негативные явления в виде повышения стоимости и снижения надежности.

Идея создания промежуточного варианта принадлежит Захарнику Ю.М. Белорусский ученый предложил конструкцию включающую три электропневмоклапана [3]. В приведенной схеме одновременно применяются клапана с разным проходным сечением и разным быстродействием. Работают они в зависимости от входного воздействия, формируемого водителем, что позволяет одновременно обеспечить быстродействие системы и достаточно высокую точность позиционирования.

Для определения наиболее перспективной конструкции, на кафедре автомобилей ХНАДУ был проведен ряд сравнительных экспериментов [4]. Анализ полученных результатов показал, что с точки зрения эксплуатационно-ценовых показателей перспективной является конструкция, работающая на основе двух электропневматических клапанов.

Низкие показатели быстродействия данной конструкции, являющиеся основным ее недостатком, было решено повысить за счет применения ускорительного клапана, установленного на входе в полость силового цилиндра [5]. Был разработан ускорительный клапан, работа которого зависит не только от давления в его управляющей полости, но и от темпа ее наполнения. Применение подобной конструкции ускорительного клапана позволяет значительно повысить быстродействие системы, при этом не снижая точность управления, так как при малом управляющем воздействии со стороны оператора ускорительный клапан в работе привода не участвует.

## Литература

1. Патент на винахід UA 100908 Україна В 60 К 23/00 Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу / Богомолів В.А., Клименко В.И., Алексеев Р.В. – а 2011 02229 заявл. 25.02.2011; опубл. 27.08.2012, бюл. №16.
2. Barna Szimandl Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system/ Barna Szimandl, Huba Nemeth. – Mechatronics. – №23 (2013) 21–36s.
3. Захарник Ю.М. Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями// Грузовик & №4. – М.: ФГУП «Издательство «Машиностроение». – 2009. – С. 15-24.
4. Богомолів В.А. Пути підвищення швидкодіяльності виконавчого механізму електропневматического приводу сцеплення автомобілей / Богомолів В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А.// Вісник СевНТУ, серія Машиноприладобудування та транспорт– Севастополь: СевНТУ. – 2013. Вип. №142.– С.73 – 75.
5. Патент 91984 Україна, МПК В60К 23/00. Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу / заявники Богомолів В.О., Клименко В.И., Ярита О.О.; патентовласники Богомолів В.О., Клименко В.И. – №201401542; заявл. 17.02.2014; опубл. 25.07.2014. – 5с.

## **INTELLIGENT TRANSPORTATION SYSTEMS (ITS) AND THE TRANSPORTATION SYSTEM**

### **Summary**

Intelligent Transport System applications in different areas of transportation are reviewed. These include traffic management, mobility, safety, public transport management, energy consumption and pollution. The effectiveness of ITS is limited at present because of slow market penetration, unproved and complex systems, and rapidly changing technologies. A most difficult outcome to predict is behavior modification by road users in response to the system after introduction, negating its benefits. ITS will be implemented for all uses in increasing intensity in the high income countries and for personal benefit of rich car owners. In low and middle income countries the promising areas are optimizing public and taxi transport, truck fleet management, pollution control and safety devices that prevent drunken driving and speed control.

### **1. Introduction**

The invention of the internal combustion engine in the nineteenth century changed the way people travel forever. For the first time in human history it became possible for human beings to achieve travel speeds an order of magnitude greater than they had ever experienced before. Even better, they did not have to use their own energy in any significant manner to do so. This quality of the motor car has almost everyone addicted to its use if they can afford to buy and use one. From just a handful of vehicles a century ago, now there are more than 500 million cars, buses and trucks on the roads around the world, and the number continues to increase. Road transport makes it easier for us to have access to jobs, schooling, markets, and leisure time activities and helps economic growth. However, now there are serious concerns about the detrimental impact of transport on human health and the environment. The negative externalities include: accidents, air pollution, congestion, climate change, noise, and spoiling of the landscape and urban environment. More recently, concerns about global warming focused our attention on transport as it accounts for about a fifth of all greenhouse gas emissions, mainly carbon dioxide from fuel burnt on the roads by vehicles.

Of all these, three main concerns dominate the thinking of the designers of vehicles and transport systems – reductions in crash injuries, emissions and congestion on roads. Over the past decade advances in computer systems and communication technology have given us a hope that we can accelerate the process to ameliorate the negative externalities of motor vehicle transport. Intelligent Transportation Systems (ITS) encompass a very wide range of technologies to deal with issues mentioned

above. It is expected that when integrated into the transportation system's infrastructure, and in vehicles themselves, these technologies will help relieve congestion, reduce pollution and increase safety.

### **1.3. History of ITS**

Interest in ITS begins as computer systems start becoming cheaper and smaller. In the late 1960s and early 1970s Comprehensive Automobile Traffic Control System (CACCS) was introduced in Japan and the Electronic Route Guidance System (ERGS) in the United States, and in Germany. These technologies attempted to integrate complex route guidance systems and in vehicle displays. However, technical snags and high costs prevented any of these systems from being accepted on a practical scale.

Starting in the mid 1980s, ITS got a major boost when communication technologies became much cheaper and reliable and computation capabilities expanded enormously. The motor vehicle industry detected an opportunity to add value to their products and government agencies possibilities of solving problems of congestion and safety. Large projects were launched with government-industry partnership. The European Union started Dedicated Road Infrastructure for Vehicle Safety in Europe (DRIVE), the auto manufacturers-sponsored Program for a European Traffic System with Higher Efficiency and Unprecedented Safety (PROMETHEUS), the Japanese worked on the Road/Automobile Communication System (RACS) project, and in the U.S. the

Intelligent Vehicle-Highway Systems (IVHS) project was funded. Funding for Advanced driver assistance systems (ADAS) increased during this period and aimed at providing information systems keeping the driver in full control over the vehicle and receiving supporting information from the system to an eventuality when a vehicle could be operated under fully automated control on a dedicated lane on a highway.

While there has been considerable progress on all these fronts, advances have not come as fast as forecasted. We are yet to see much improvement in overall safety or congestion. Successful deployment of ITS include:

- Route guidance systems that have become available commercially and in wide use.
- Computer systems in cars that control emissions, guide restraint system (including air bags) deployment, and electronic stability control systems that prevent vehicles from rolling over.
- Toll collection and traveler information systems on highways.
- Road pricing and electronic vehicle monitoring systems in cities.
- Transit management with vehicle tracking and passenger information systems.

## **2. ITS and Behavior Adaptation**

The use of ITS has elevated the expectations of society and the individual traveler, based on the promise of the technologies involved. In addition,

the producers and marketers of these technologies have at times introduced unnecessary hype in what is possible in the future. The results have been mixed.

The less than expected performance in the real world for some promised solutions is partly because human beings change behavior when the system around them changes. In other words, people adapt to what other people and technologies require of them to function according to their own expectations. Such adaptations produce unintended or unexpected results. Some examples are given below:

- If an ITS feature increases perception of safety in a road user then the road user may start behaving in riskier ways. Perceived safety usually increases if there is feedback, convincing the driver there is increased safety. For example, drivers of vehicles equipped with Antilock Braking Systems (ABS) have shown an adaptation to this feature by taking on more risk including hard brake maneuvers since they do not expect their vehicles to skid. Drivers with vehicles equipped with ABS therefore have changed the patterns of crashes they are involved in and overall crash reductions are much less than expected. ITS systems that improve the handling characteristics of vehicles may lead to increased use of those vehicles under adverse weather conditions like heavy rain, snow or ice. This is not to say that all safety devices produce such adaptations. Use of helmets, seat belts and airbag equipped cars do not seem to have the same result because the driver has no instant feed back that the system has become safer. These latter devices only provide protection once you have a crash and most of the motorists never have this experience.
- Onboard driver assist systems can produce a task overload when several tasks compete for attention of the driver. The addition of visual or auditory attention by ITS can distract the driver from the main driving task and result in errors or slowed reactions. Both can increase the risk of a collision and also divert the driver's attention to tasks that are not related to driving. These tasks, for instance the operation of route guidance systems, can distract the driver to take away time from the driving task.
- Route guidance and traffic information systems can help drivers chose roads and streets that they normally do not use, are unfamiliar with and do not know their way around. This can result in a redistribution of traffic through areas where high traffic densities are not desired and end up increasing traffic on all roads. This redistribution of traffic may not correspond with what is desirable from a societal point of view. Short cuts through residential areas may increase probability of crashes, pollution and noise. In such a situation local residents could

find ways to prevent these negative impacts by physical road blocks or traffic calming measures, thus negating the original benefits of the ITS system.

- If the effect of ITS is to reduce the drivers' role in active control of the vehicle then they may adapt to it and over time depend completely on these systems. Then they are likely to be less sensitive and incapable of taking active control in complex situations. Overdependence on ITS systems can also produce task under load and make the driving task very monotonous resulting in attention deficit. The knowledge about these effects is still in its primitive stage and it is very difficult to predict how human beings adapt to such changes over a long period of time.
- Experts concerned with pollution, energy consumption and global warming issues have also cautioned us about the effect of technologies that making driving much more pleasurable and less difficult. Creation of new trips because drivers feel comfortable going to unknown destinations with less uncertainty will lead to an undesired increase in the use of motor vehicles.

The above concerns give us an idea of the complexity of man-machine interaction outcomes and remind us that sophisticated technology alone will not determine the successful deployment of ITS. Bearing in mind these safety considerations and challenges, the sections below, outline some of the benefits of ITS.

Dr. Husham Alorabe

## **VEHICLE CONTROL AND INFORMATION SYSTEMS FOR SAFE DRIVING**

**OVERVIEW:** Recently, there has been an increase in the practical application of ACC (adaptive cruise control) systems, which measure the following distance to the preceding vehicle by radar and automatically maintain an appropriate following distance, and lane keeping systems, which recognize lanes using vision sensors and keep the vehicle from deviating from the lane. Current systems are based on the premise of highway driving, but in the future, we can expect that these systems will come to be used on regular roads as well, in pursuit of even greater safety and comfort. Achieving this goal will require advancements in various related fields, including: (1) technologies for accurately recognizing the environment surrounding the vehicle. (2) technologies for controlling the vehicle's speed by controlling engine, transmission, and brake operations; and (3) technologies for controlling vehicle dynamics. In "vehicle dynamics control," driving dynamics information is passed

between various components via an onboard network. Services are gradually being developed to analyze and utilize this driving dynamics information based on ITs . Hitachi, Ltd. Is developing three types of sensor technologies for recognizing the conditions around the vehicle: millimeter wave radar, vision sensors, and sensor fusion.

The company is also developing technologies for controlling the vehicle's movements, as well as driving recorder technologies for analyzing vehicle dynamics control information (physical values recorded in the driving recorder that express the vehicle's behavior) and diagnosing driving conditions and drivers' characteristics, and services that apply these technologies.

In the automotive field, universities, automobile manufacturers, and others have been conducting research and development in ASV (advanced safety vehicle) and AHS (advanced cruise-assist highway systems), which establish links between vehicles and roads<sup>1, )</sup>. The aim of these systems is to improve driving safety and comfort through the use of information communications and control technologies. Autonomous driving is the ultimate form of vehicle be overcome before it will be possible to entirely replace highly intelligent human driving behaviors with computer control, and this can be expected to take some time.

Up to now, laser radar and millimeter wave radar have already been developed as sensors for measuring following distance; collision warning systems and adaptive cruise control systems using these technologies have already moved into the practical application stage. Lane keeping systems that recognize lanes using vision sensors are also being used in practical applications. In the future, we can expect to see collision avoidance systems, as well as systems that will detect a risk of collision before they occur and reduce speed at collision if the collision itself cannot be avoided. Advanced driving support systems, which offer increased driving comfortability by incorporating external infrastructures, navigation, and forms of information, are also expected to enter the practical application phase. In the very near future, the development of these systems may very well bring about the arrival of an era in which autonomous driving systems that were once the stuff of science fiction stories are well within our reach.

Here, we will discuss vehicle dynamics control and information systems, as well as sensor technologies that are installed in vehicles to recognize the surrounding environment, and service business targeting driver support through the use of vehicle dynamics control technologies and driving dynamics information.

Here, we have discussed trends in the development of vehicle dynamics control and information systems, and Hitachi's efforts to respond to these trends, as well as the outlook for the future.

Vehicle dynamics control systems, including lane keeping support systems and adaptive cruise control systems, have recently moved into the practical application stage. These systems can be expected to evolve through integration with information systems and communication infrastructures, in keeping with the development of on-board and off-board communication technologies.

The development of various components — particularly increased performance in environmental recognition sensors — are important in terms of achieving these types of systems. Furthermore, the effective application of information gathered through these sensors can be considered a crucial factor in the popularization and expansion of these systems. In the future, Hitachi will continue to combine infrastructures and on-board components in an effort to develop services and systems that will improve driving comfort as well as safety.

Dr. Issa Ismail Ebadah, Center for Strategic International Studies, University of Baghdad.

## **TRANSPORT AND ITS INFRASTRUCTURE**

Transport activity, a key component of economic development and human welfare, is increasing around the world as economies grow. For most policymakers, the most pressing problems associated with this increasing transport activity are traffic fatalities and injuries, congestion, air pollution and petroleum dependence. These problems are especially acute in the most rapidly growing economies of the developing world. Mitigating greenhouse gas (GHG) emissions can take its place among these other transport priorities by emphasizing synergies and co-benefits (*high agreement, much evidence*).

Transport predominantly relies on a single fossil resource, petroleum that supplies 95% of the total energy used by world transport. In 2004, transport was responsible for 23% of world energy-related GHG emissions with about three quarters coming from road vehicles. Over the past decade, transport's GHG emissions have increased at a faster rate than any other energy using sector (*high agreement, much evidence*).

Transport activity will continue to increase in the future as economic growth fuels transport demand and the availability of transport drives development, by facilitating specialization and trade. The majority of the world's population still does not have access to personal vehicles and many do not have access to any form of motorized transport. However, this situation is rapidly changing.

Freight transport has been growing even more rapidly than passenger transport and is expected to continue to do so in the future. Urban freight movements are predominantly by truck, while international freight is dominated by ocean shipping. The modal distribution of intercity freight varies greatly across regions. For example, in the United States, all modes participate substantially, while in Europe, trucking has a higher market share (in tkm1), compared to rail (*high agreement, much evidence*).

Transport activity is expected to grow robustly over the next several decades. Unless there is a major shift away from current patterns of energy use, world transport energy use is projected to increase at the rate of about 2% per year, with the highest rates of growth in the emerging economies, and total transport energy use and carbon emissions is projected to be about 80% higher than current levels by 2030 (*medium agreement, medium evidence*).

There is an ongoing debate about whether the world is nearing a peak in conventional oil production that will require a significant and rapid transition to alternative energy resources. There is no shortage of alternative energy sources, including oil sands, shale oil, coal-to-liquids, biofuels, electricity and hydrogen. Among these alternatives, unconventional fossil carbon resources would produce less expensive fuels most compatible with the existing transport infrastructure, but lead to increased carbon emissions (*medium agreement, medium evidence*).

In 2004, the transport sector produced 6.3 GtCO<sub>2</sub> emissions (23% of world energy-related CO<sub>2</sub> emissions) and its growth rate is highest among the end-user sectors. Road transport currently accounts for 74% of total transport CO<sub>2</sub> emissions. The share of non-OECD countries is 36% now and will increase rapidly to 46% by 2030 if current trends continue (*high agreement, much evidence*). The transport sector also contributes small amounts of CH<sub>4</sub> and N<sub>2</sub>O emissions from fuel combustion and F-gases (fluorinated gases) from vehicle air conditioning. CH<sub>4</sub> emissions are between 0.1–0.3% of total transport GHG emissions, N<sub>2</sub>O between 2.0 and 2.8% (based on US, Japan and EU data only). Worldwide emissions of F-gases (CFC-12+HFC-134a+HCFC-22) in 2003 were 0.3–0.6 GtCO<sub>2</sub>-eq, about 5–10% of total transport CO<sub>2</sub> emissions (*medium agreement, limited evidence*).

When assessing mitigation options it is important to consider their lifecycle GHG impacts. This is especially true for choices among alternative fuels but also applies to a lesser degree to the manufacturing processes and materials composition of advanced technologies. Electricity and hydrogen can offer the opportunity to ‘de-carbonise’ the transport energy system although the actual full cycle carbon reduction depends upon the way electricity and hydrogen are produced. Assessment of mitigation potential in the transport sector through the year 2030 is uncertain because the potential depends on:

- World oil supply and its impact on fuel prices and the economic viability of alternative transport fuels;
- R&D outcomes in several areas, especially biomass fuel production technology and its sustainability in massive scale, as well as battery longevity, cost and specific energy.

Another problem for a credible assessment is the limited number and scope of available studies of mitigation potential and cost.

Improving energy efficiency offers an excellent opportunity for transport GHG mitigation through 2030. Carbon emissions from ‘new’ light-duty road vehicles could be reduced by up to 50% by 2030 compared to currently produced models, assuming continued technological advances and strong policies to ensure that technologies are applied to increasing fuel economy rather than spent on increased horsepower and vehicle mass. Material substitution and advanced design could reduce the weight of light-duty vehicles by 20–30%. Since the TAR (Third Assessment Report), energy efficiency of road vehicles has improved by the market success of cleaner direct injection turbocharged (TDI) diesels and the continued market penetration of numerous incremental efficiency technologies.

Hybrid vehicles have also played a role, though their market penetration is currently small. Reductions in drag coefficients of 20–50% seem achievable for heavy intercity trucks, with consequent reductions in fuel use of 10–20%. Hybrid technology is applicable to trucks and buses that operate in urban environments, and the diesel engine’s efficiency may be improved by 10% or more. Prospects for mitigation are strongly dependent on the advancement of transport technologies.

There are also important opportunities to increase the operating efficiencies of transport vehicles. Road vehicle efficiency might be improved by 5–20% through strategies such as eco-driving styles, increased load factors, improved maintenance, in-vehicle technological aids, more efficient replacement tyres, reduced idling and better traffic management and route choice (medium agreement, medium evidence).

The total mitigation potential in 2030 of the energy efficiency options applied to light duty vehicles would be around 0.7–0.8 GtCO<sub>2</sub>-eq in 2030 at costs <100 US\$/tCO<sub>2</sub>. Data is not sufficient to provide a similar estimate for heavy-duty vehicles. The use of current and advanced biofuels would give an additional reduction potential of another 600–1500 MtCO<sub>2</sub>-eq in 2030 at costs <25 US\$/tCO<sub>2</sub> (low agreement, limited evidence).

Although rail transport is one of the most energy efficient modes today, substantial opportunities for further efficiency improvements remain. Reduced aerodynamic drag, lower train weight, regenerative braking and higher efficiency propulsion systems can make significant reductions in rail energy use. Shipping, also one of the least energy intensive modes, still has some potential for increased energy efficiency. Studies assessing both technical and operational approaches have concluded that energy efficiency opportunities of a few percent to up to 40% are possible (medium agreement, medium evidence).

Passenger jet aircraft produced today are 70% more fuel efficient than the equivalent aircraft produced 40 years ago and continued improvement is expected. A 20% improvement over 1997 aircraft efficiency is likely by 2015 and possibly 40 to 50% improvement is anticipated by 2050. Still greater efficiency gains will depend on the potential of novel designs such as the blended wing body, or propulsion systems such as the unducted turbofan. For 2030 the estimated mitigation potential is 150 MtCO<sub>2</sub> at carbon prices less than 50 US\$/tCO<sub>2</sub> and 280 MtCO<sub>2</sub> at carbon prices

less than 100 US\$/tCO<sub>2</sub> (medium agreement, medium evidence). However, without policy intervention, projected annual improvements in aircraft fuel efficiency of the order of 1–2%, will be surpassed by annual traffic growth of around 5% each year, leading to an annual increase of CO<sub>2</sub> emissions of 3–4% per year (high agreement, much evidence).

Biofuels have the potential to replace a substantial part but not all petroleum use by transport. A recent IEA analysis estimates that biofuels' share of transport fuel could increase to about 10% in 2030. The economic potential in 2030 from biofuel application is estimated at 600–1500 MtCO<sub>2</sub>-eq/yr at a cost of <25 US\$/tCO<sub>2</sub>-eq. The introduction of flexfuel vehicles able to use any mixture of gasoline<sup>2</sup> and ethanol rejuvenated the market for ethanol as a motor fuel in Brazil by protecting motorists from wide swings in the price of either fuel. The global potential for biofuels will depend on the success of technologies to utilise cellulose biomass (medium agreement, medium evidence).

Providing public transports systems and their related infrastructure and promoting non-motorised transport can contribute to GHG mitigation. However, local conditions determine how much transport can be shifted to less energy intensive modes. Occupancy rates and primary energy sources of the transport mode further determine the mitigation impact. The energy requirements for urban transport are strongly influenced by the density and spatial structure of the built environment, as well as by location, extent and nature of transport infrastructure. If the share of buses in passenger transport in typical Latin American cities would increase by 5–10%, then CO<sub>2</sub> emissions could go down by 4–9% at costs of the order of 60–70 US\$/tCO<sub>2</sub> (low agreement, limited evidence).

The few worldwide assessments of transport's GHG mitigation potential completed since the TAR indicate that significant reductions in the expected 80% increase in transport GHG emission by 2030 will require both major advances in technology and implementation via strong, comprehensive policies (medium agreement, limited evidence).

The mitigation potential by 2030 for the transport sector is estimated to be about 1600–2550 MtCO<sub>2</sub> for a carbon price less than 100 US\$/tCO<sub>2</sub>. This is only a partial assessment, based on biofuel use throughout the transport sector and efficiency improvements in light-duty vehicles and aircraft and does not cover the potential for heavy-duty vehicles, rail transport, shipping, and modal split change and public transport promotion and is therefore an underestimation. Much of this potential appears to be located in OECD North America and Europe. This potential is measured as the further reduction in CO<sub>2</sub> emissions from a Reference scenario, which already assumes a substantial use of biofuels and significant improvements in fuel efficiency based on a continuation of current trends. This estimate of mitigation costs and potentials is highly uncertain. There remains a critical need for

comprehensive and consistent assessments of the worldwide potential to mitigate transport's GHG emissions (low agreement, limited evidence).

While transport demand certainly responds to price signals, the demand for vehicles, vehicle travel and fuel use are significantly price inelastic. As a result, large increases in prices or taxes are required to make major changes in GHG emissions. Many countries do heavily tax motor fuels and have lower rates of fuel consumption and vehicle use than countries with low fuel taxes (high agreement, much evidence).

Fuel economy regulations have been effective in slowing the growth of GHG emissions, but so far growth of transport activity has overwhelmed their impact. They have been adopted by most developed economies as well as key developing economies, though in widely varying form, from uniform, mandatory corporate average standards, to graduated standards by vehicle weight class or size, to voluntary industry-wide standards. The overall effectiveness of standards can be significantly enhanced if combined with fiscal incentives and consumer information (medium agreement, medium evidence).

A wide array of transport demand management (TDM) strategies have been employed in different circumstances around the world, primarily to manage traffic congestion and reduce air pollution. TDMs can be effective in reducing private vehicle travel if rigorously implemented and supported (high agreement, low evidence).

In order to reduce emissions from air and marine transport resulting from the combustion of bunker fuels, new policy frameworks need to be developed. However ICAO endorsed the concept of an open, international emission trading system for the air transport sector, implemented through a voluntary scheme, or incorporation of international aviation into existing emission trading systems. Environmentally differentiated port dues are being used in a few places. Other policies to affect shipping emissions would be the inclusion of international shipping in international emissions trading schemes, fuel taxes and regulatory instruments (high agreement, much evidence).

Since currently available mitigation options will probably not be enough to prevent growth in transport's emissions, technology research and development is essential in order to create the potential for future, significant reductions in transport GHG emissions. This holds, amongst others, for hydrogen fuel cell, advanced biofuel conversion and improved batteries for electric and hybrid vehicles (high agreement, medium evidence).

The best choice of policy options will vary across regions. Not only levels of economic development, but the nature of economic activity, geography, population density and culture all influence the effectiveness and desirability of policies affecting modal choices, infrastructure investments and transport demand management measures (high agreement, much evidence).

Mansura, Dmytro Adnan (MSc), PhD candidate, Pavement Research Centre, University of Wuppertal, Germany, [dmytro.mansura@uni-wuppertal.de](mailto:dmytro.mansura@uni-wuppertal.de)

Thom, Nicholas Howard (PhD), Senior Lecturer, Nottingham Transportation Engineering Centre, University of Nottingham, UK, [nicholas.thom@nottingham.ac.uk](mailto:nicholas.thom@nottingham.ac.uk)

Beckedahl, Hartmut Johannes (Prof. Dr.-Ing.), Head of Pavement Research Centre, University of Wuppertal, Germany, [beckedahl@uni-wuppertal.de](mailto:beckedahl@uni-wuppertal.de)

## **PREDICTION OF TEXTURE-DEPENDENT EFFECTS ON VEHICLE FUEL CONSUMPTION**

### **Motivation**

Due to ever-stricter fuel economy requirements that are taking effect in the EU (95 g/km of CO<sub>2</sub> is targeted to be achieved by 2021) and increased fuel costs, interest in pavement-tyre contact is heightened. Further research is thus badly needed to better qualitatively and quantitatively grasp the texture contributions on tread-stone contact mechanics to advance roadway sustainability by reducing rolling resistance (RR)/pollution/financial expense.

### **Problem Statement**

RR is a cumulative term that embraces three major energy dissipation mechanisms (*tyre macro-distortion*, *micro-distortion* and *pavement macro-distortion*) causing more compression at a leading end than at a trailing end of a contact patch. Stone indentation effects such as visco-elastic/inertia are still poorly understood; a prime intention is consequently to put forward a simplified and computationally efficient numerical technique for assessment of *the micro-distortional* RR taking account of asperity shape/size/packing. Additionally, the research is aimed at developing a purely experimental method to determine *the micro-distortional* RR and in part numerically/visually to validate computational results. Conventional test set-ups are unable to measure this contribution alone. The proposed method could further supplement existing Life-Cycle Assessment packages and enable optimising of pavement reliefs sacrificing skid resistance and drainage functionalities.

### **Methodology**

A novel 3-D numerical approach is developed and comprises macro-scale (whole radial tyre) and micro-scale (tread-asperity interaction) models. The former is applied to investigate *the macro-distortional* RR and provides indentation/release rates to an idealised stone (e.g. hemisphere) at the micro-scale, whereas the latter is used to deduce compressive forces caused by single indenters and subsequently quantify their impacts on RR for a range of loading levels, velocities, surfaces (asphalt and concrete), compounds (stiff and soft). Tread compound is represented in terms of a visco-elastic Maxwell model.

## Results and Discussion

Derived contact forces at a tread-stone interface (Figure 1a) appeared of a reasonable distribution and magnitude exhibiting a peak at the end of the indentation phase, followed by a gradual relaxing stress zone with a sudden snap-out at the end of the interaction. The texture-related RR values appeared to be linearly rising as velocity/frequency grows (Figure 1b), explained by a larger

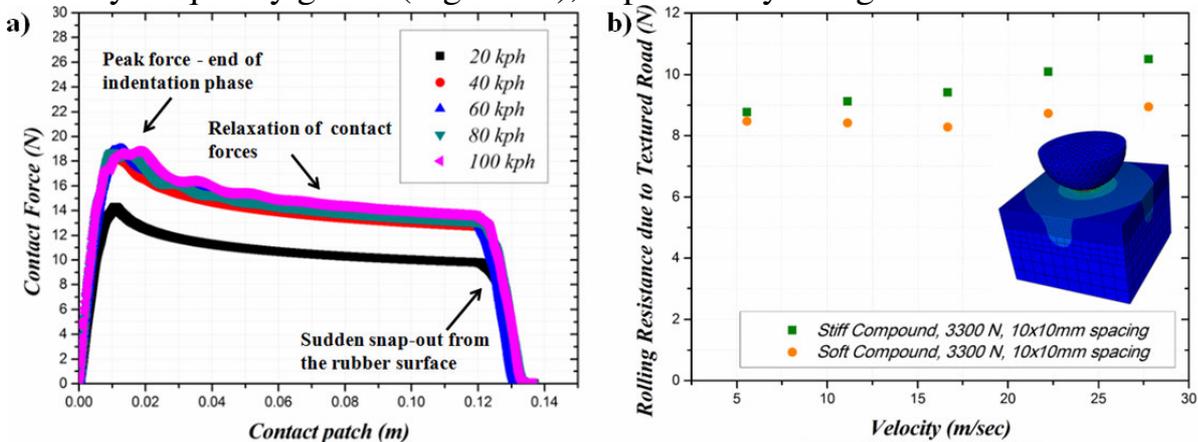


Figure 1 Typical contact force distribution between a hemispherical stone and tread block (a) and texture-dependent RR estimates at 3300 N for a hemisphere of  $R=5\text{mm}$  (b)

indentation at a lower rate leading to lower contact forces, whilst a higher rate would generate a smaller dent (compound becomes stiffer), but greater contact forces. It has been noticed that this relationship could be strongly dependent on rubber temperature along with other factors (contact area, texture arrangement etc). Figure 1b illustrates that a tyre rolling over a hemispherical surface would have to overcome roughly 9.58N and 8.57N owing entirely to asperities or waste 27.37ml and 24.49ml of fuel per 100km, respectively for stiff and soft compounds, which is equivalent to 68.43g and 61.23g per 100km of  $\text{CO}_2$ .

### Implications

The devised 3-D numerical technique is applicable for texture-related fuel consumption evaluation during service life. Results indicate that stone-based RR can be substantial in magnitude, but conclusions on low/optimal RR texture can only be made if friction/drainage/noise properties are considered.

### Acknowledgement

I am overwhelmingly grateful to Continental GmbH for providing compound properties and to researchers at the Department of Civil Engineering (University of Nottingham) for invaluable assistance.

### References

1. Mansura, D., Thom, N. and Becketdahl, H., "A novel multi-scale numerical model for prediction of texture-related impacts on Fuel Consumption", *Journal of Tyre Mechanics*, 2015 (submitted)

## **КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРОННОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АБС АВТОМОБІЛЯ**

Антиблокувальні системи отримали широке розповсюдження протягом останніх років. Однак, з уявленнями про контроль технічного стану гальмівної системи автомобіля з АБС ще багато не визначено. Насамперед - це відсутність традиційних для водія ознак справності гальмівної системи. При гальмуванні юзом цими ознаками часто є сліди, що залишаються на поверхні асфальту загальмованими колесами, які свідчать, по-перше, про ефективність функціонування гальмівного приводу (гальмівний момент на колесах перевищив (чи ні) максимально можливий в даних умовах гальмівний момент по зчепленню). По-друге, по залишених слідах юза побічно можна судити про нерівномірність дії гальмівних механізмів. Розбіжність слідів є спонукальним мотивом для ТО гальм або направлення автомобіля на стендову діагностику. При наявності АБС в гальмівній системі автомобіля відсутність слідів юза на поверхні дороги розцінюється двояко. Це може свідчити про ефективну роботу АБС або про недостатню ефективність функціонування елементів гальмівного приводу і його нездатності в принципі забезпечити величину максимального моменту по зчепленню, що сприяє гальмуванню колеса. Але і в першому випадку не все так однозначно. Справа в тому, що при функціонуванні АБС оцінити ступінь використання максимального коефіцієнта зчеплення та його відповідність вимогам нормативів водієві за своїми відчуттями практично не представляється можливим. Відомо, що контроль технічного стану при експлуатації автомобіля проводиться періодично при черговому ТО через певний пробіг або раз на рік. Разом з тим, відмова елементів гальмівної системи автомобіля і особливо АБС тягне за собою важкі наслідки. Виробники АБС оснащують системою самоконтролю, яка здійснює перевірку справності електричних ланцюгів і рівня сигналу. Так, обрив ланцюга модулятора або датчика негайно призведе до відключення АБС і подачі попереджувального сигналу водієві. При цьому очевидно, що дана система не вичерпує можливі несправності її елементів. Крім перерахованих вище несправностей можна додати, наприклад, такі як зміна перерізу каналів модулятора внаслідок їх засмічення, затримка при спрацьовуванні клапанів, кутова податливість статора датчика АБС, ослаблення стягуючих пружин гальмівних колодок тощо [1]. При цьому система самодіагностики АБС не подає сигналу про несправність. Вищезазначений аналіз диктує гостру необхідність вдосконалення бортових засобів діагностики технічного стану елементів гальмівної системи, здатних у міжконтрольний період експлуатації отримати, хоча б у першому наближенні, об'єктивну інформацію для водія про стан гальмівної системи в цілому і якості здійснюваного робочого процесу. На даному етапі діагностування повинно здійснюватися в першу чергу за параметрами ефективності та давати загальну

«інтегральну» оцінку, тим самим, заповнюючи для водія відсутність об'єктивних візуальних критеріїв слідів юза. Отже, в основу таких бортових засобів діагностики повинна бути покладена гальмівна динамічність на базі реалізованого уповільнення. Подальший розвиток засобів бортової діагностики передбачається у створенні інтелектуальних систем, побудованих на основі розроблених структурно-наслідкових схем. Такий підхід дозволить вийти на коди передбачуваних несправностей або відмов елементів системи. Основним завданням при цьому є перевірка ефективності функціонування гальмівних механізмів і системи в цілому на основі оцінки гальмівних моментів. Тому перевірка гальмівної системи автомобіля з АБС на стендах можлива лише при введенні додаткових пристроїв (часто керованих від ЕОМ). При оцінці якості функціонування АБС важливою обставиною є максимально можливе відтворення реальних умов взаємодії шини з поверхнею дороги за допомогою гальмівного стенду [1,2].

Однак, виходом зі сформованої ситуації може з'явитися діагностування із застосуванням спеціального датчика режиму, який імітує сигнали датчика кутової швидкості колеса або команд, що подаються логічним блоком на модулятор АБС. При імітації сигналів датчика кутової швидкості колеса на вхід логічного блоку АБС подається сигнал змінної частоти з генератора. При певному значенні частоти логічний блок АБС повинен формувати сигнал управління на модулятор для розгальмовування колеса. При перевірці модулятора на його входи подається тестовий керуючий сигнал «загальмування - відсічення - розгальмування – відсічення», що зазначиться на величині реалізованого гальмівного моменту. Застосування АБС вимагає подальший розвиток бортових засобів діагностування на основі розробки нових методів діагностування з використанням багаторівневих структурно-наслідкових схем, в першу чергу за параметрами ефективності. Поглиблену по елементну діагностику доцільно проводити в стендових умовах, з максимально можливим виключенням, що впливає на процес випадкових факторів. Для широкого впровадження процесу діагностування в практику ТО автомобілів з АБС доцільно використовувати широко поширене апробоване стендове обладнання, наприклад, силові роликові стенди, при відповідному їх доопрацюванні. Доопрацювання силових роликових стендів доцільно вести в напрямку створення спеціальних датчиків режимів, що дозволяють при використанні стандартного обладнання стенду оцінити час запізнювання спрацьовування модулятора, темпи зміни гальмівних моментів, пороги налаштування логічного блоку АБС тощо.

### Література

1. Білецький В.О. Вдосконалення методики і технічних засобів діагностування гальмівних систем автомобілів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.О.Білецький; НТУ. - К. : 2003. - 19 с.

2. Мармут І.А. Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС на роликових стендах. Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 10 (1119). – с.83-88.

Аксенов Алексей Александрович, к. т. н., доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»  
Третьяков Александр Иванович, к. т. н., ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»  
Голев Андрей Владимирович, студент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»

## **ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА ПЕРИОДИЧНОСТЬ АНАЛИЗА МОТОРНОГО МАСЛА АВТОМОБИЛЯ**

Современное моторное масло помимо смазывающей и охлаждающей способности является уникальным носителем достоверной информации о состоянии деталей, узлов, и систем двигателя автомобиля. Таким образом, анализируя состояние масла можно достаточно эффективно контролировать состояние как всего двигателя в целом, так и каждой его системы в отдельности. К основным показателям, сигнализирующим о неисправности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля, относят следующие [1, с. 28-82]: окисление масла; углеродистые отложения в двигателе; вязкость; содержание механических примесей; содержание в работавшем масле металлов; содержание воды; температура вспышки; диспергирующая способность масла; содержание продуктов, не растворимых в бензине.

Ухудшение любого из приведенных показателей достаточно интенсивно снижает ресурс двигателя, экономические и экологические показатели, а также значительные расходы на преждевременный ремонт.

В 2011 г. по результатам проверки более 560 АЗС было установлено, что 40 ... 45 % автозаправочных станций не соответствует нормативной документации. Как следствие нарушается нормальная работа и происходит окисление и испарение моторного масла, срабатывание пакета присадок и повышенный износ деталей двигателя. Также было установлено, что наблюдается устойчивая тенденция ухудшения качества бензина [3, с. 7].

Помимо этого результаты испытаний масел отобранных из двигателей автомобилей, прошедших плановое ТО, свидетельствуют, что ни единичны случаи, когда при плановом техническом обслуживании масло не меняется, и продолжает эксплуатироваться дальше следующий срок. Кроме этого в России наблюдается тенденция ежегодного прироста автомобилей на 5 ... 8 %, в связи с чем автомобили длительное время стоят в пробках: двигатель работает – а пробега у автомобиля нет [4, с. 8].

Очевидно, что двигатель автомобиля требует своевременного обслуживания. Несмотря на это периодичность замены масла, рекомендуемая производителем, рассчитана из нормальных условий эксплуатации, когда масло и топливо соответствуют требованиям стандартов. Однако, при частых перегрузках и нарушениях в работе систем двигателя масло быстро изнашивается, и необходима преждевременная его замена.

При проведении анализа данного вопроса по данной проблеме удалось

столкнуться с интересным случаем в одном из сервисов г. Воронежа. На автомобиле «Волдай» – 2005 г.в. после капитального ремонта при пробеге всего 2 тыс. км. забились масляная форсунка, которая на дизельном двигателе Д-245 охлаждает и смазывает юбку поршня в процессе работы. В результате появились вначале характерные стуки, а затем двигатель заклинило. В итоге – у двигателя была повреждена полностью цилиндропоршневая группа. Стоимость данного ремонта обошлась в 50 тыс. руб., в то время как себестоимость самого автомобиля – всего 100 ... 120 тыс. р.

Для решения данных проблем предлагается использовать универсальные средства как для диагностики в условиях специализированной фирмы, так и маслотестеров для самостоятельного анализа. К наиболее распространенным маслотестерам можно отнести использование наконечников с медными и магнитными насадками, использование маслотестера поплавкового типа, определяющего по вязкости состояние масла, а также экспресс-тесты использующие специальную бумагу на которую наносится капля работающего масла и затем спустя время полученное изображение сопоставляется со сравнительной таблицей-эталонном. Также возможным способом повышения эффективности работы масла ДВС как по сроку службы, так и по экономическим показателям могут специальные модификаторы трения, обеспечивающие повышение ряда эксплуатационных характеристик на наиболее характерных режимах работы [5, с. 189].

Данные способы анализа состояния двигателя находят все большее распространение в последние годы. Так, например, в США более 50 % автомобилей проходят периодическую диагностику двигателя [1].

Повышение использования диагностики масла наблюдается также и в ряде европейских стран. Достоинства данных работ очевидны: выявление неполадок двигателя без его разборки; при использовании как на крупных автотранспортных предприятиях, так и обычным пользователям позволяя экономить огромные средства предупреждая дорогостоящий ремонт; надежность диагностических прогнозов по анализу масла очень высока; предполагаемые дефекты, выявленные анализом масла подтверждаются при разборке и ремонте в 95 % случаев; обеспечивается оптимизация периодичности замены масла.

### **Литература**

1. Нигматуллин, Р. Г. Диагностика ДВС по анализу моторного масла [Текст] / Р. Г. Нигматуллин, В. Р. Нигматуллин, И. Р. Нигматуллин. – Уфа : ГУП РБ Уфимский полиграфкомбинат, 2011. – 296 с.
2. Бунаков, Б. М. Моторные автомобильные масла. Состояние и пути повышения их качества [Текст] / Б. М. Бунаков, А. Н. Первушин, К. Ю. Смирнов // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 10. – С. 28-30.
3. Хазиев, А. А. Причины снижения ресурса моторного масла при эксплуатации современных легковых автомобилей [Текст] / А. А. Хазиев // Вестник МАДИ. – 2012. – Вып. 4 (31). – С. 6-10.

4. Кузнецов, Е. С. Состояние качества автомобильного бензина в московском регионе и его влияние на отказы современных двигателей [Текст] / Е. С. Кузнецов, А. А. Хазиев // Вестник МАДИ. – 2012. – Вып. 1 (28). – С. 10-13.

5. Oh, JungJoon Correlation between Lubrication characteristics of Engine and Fuel Economy [Text] / JungJoon Oh, SangYeob Cha, DoGon Jeong, JongJu Lee // KSTLE. – 2014. – Issue 3. – P. 189-198.

Антошків Олексій Всеволодович, др.-інж., Бранденбурзький технічний університет, antoshki@b-tu.de

Бондаренко Євгеній Сергійович, інженер, Confitech GmbH, generator3001@yahoo.de

## ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІБРИДНОГО АВТОБУСА ПРИ РІЗНИХ ЦИКЛАХ

Оцінці енергетичної ефективності автомобіля присвячено чимало публікацій, зокрема в Україні [1]. Міжміські та туристичні автобуси рухаються переважно з усталеними швидкостями при малій частоті зміни режимів роботи двигуна, тому вважаємо використання гібридизації [2] у цьому випадку малодоцільним і, відповідно, це питання у даній роботі не розглядається.

Оптимальне рішення має об'єднати всі параметри (особливості компонентів та агрегатів приводу, параметри циклу, параметри транспортного засобу). Розгляд та варіація цих параметрів в програмному середовищі AVL Cruise дозволяє знайти оптимум.

Ця задача може бути представлена у вигляді проблеми оптимізації:

$$\min_{p \in P} f(VK, E, B) \text{ mit } P = \left\{ \begin{bmatrix} F \\ K \\ SOC \\ N \\ FM \\ EV \end{bmatrix} \in R^6 \left| \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 30 \\ 1 \\ 7500 \\ 4 \end{bmatrix} \leq p \leq \begin{bmatrix} \infty \\ \infty \\ 100 \\ \infty \\ 14500 \\ 34 \end{bmatrix} \right. \right\}, \text{ де} \quad (1)$$

де  $VK$  – витрата палива (кВт/100 км),  $E$  – викиди відпрацьованих газів (г/100 км),  $B$  – величина батареї (кВт год.),  $F$  – цикл,  $K$  – ємність батареї (А год.),  $SOC$  – стан зарядки батареї (%),  $N$  – кількість пакетів батареї,  $FM$  – маса автомобіля (кг),  $EV$  – потужність електричних споживачів (кВт).

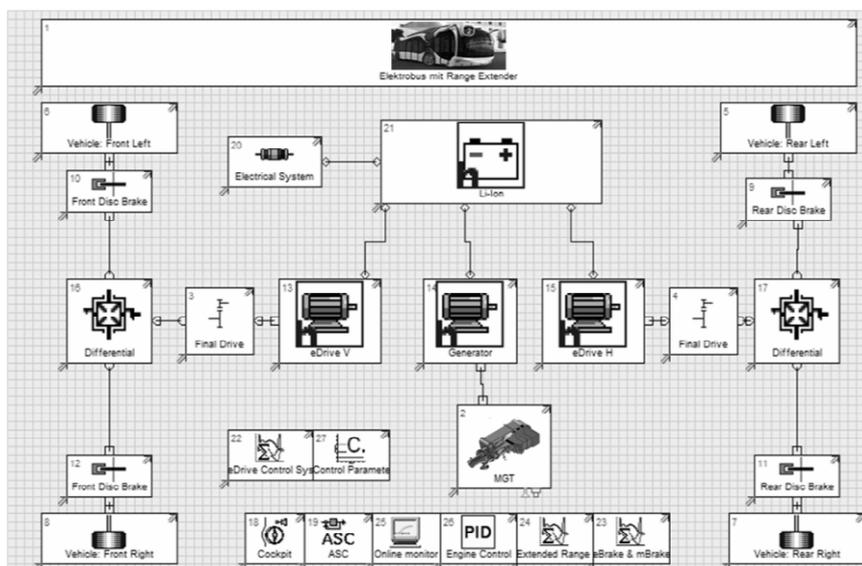


Рисунок 1 – Графічна оболонка моделі автобуса в AVL Cruise

У таблиці 1 представлено результати розрахунків витрати енергії для автобуса повною масою 14 500 кг з рекуперацією енергії гальмування при використанні двох електродвигунів.

№	Цикл	Потреба енергії на колесі, [кВт год.]	Витрата енергії [кВт год./100 км]	% рекуперованої енергії
1	NYCC (New York City Cycle), PKW	7,008	199,376	57,361
2	CSC (City Suburban Cycle), LKW	11,224	109,075	49,538
3	NY Bus (New York Bus)	5,077	260,212	51,873
4	Manhattan Bus Cycle	5,827	180,054	55,512
5	OC BUS (Orange County Bus Cycle)	14,100	137,230	56,184
6	ECE 15, PKW	7,150	101,824	50,415
7	Braunschweig City Driving Cycle, Bus	13,701	148,846	56,755
8	Japanese 10 Mode, PKW	7,118	120,964	56,849
9	CBD (Central Business District), Bus	7,249	124,686	57,562
10	Helsinki 2, Bus	11,952	170,795	59,807
11	Helsinki 3, Bus	11,732	126,297	48,747
12	Genoa-F bus driving cycle	3,277	71,140	39,234
14	SORT 1 (Standardised On Road Test Cycles)	6,034	138,989	54,077
14	SORT 2 (Standardised On Road Test Cycles)	6,938	120,980	52,560
15	SORT 3 (Standardised On Road Test Cycles)	10,355	123,052	54,108
16	Driving Cycle for City Bus Dalian	10,925	97,966	47,332
17	Bangkok Driving Cycle, PKW	6,855	124,358	50,296
18	Driving Cycle Bus China Wuhan	6,760	108,173	48,199
19	BP Bus cycle	3,733	65,841	37,222
20	TNO Bus cycle	8,031	170,684	60,302
21	Hybrid Bus Cycle, China	6,254	108,021	49,929

Таблиця 1 – Результати моделювань енергетичних показників гібридного автобуса в AVL Cruise при мінімальній потужності споживачів 4 кВт

Наприклад, отримане значення 148,846 кВт год. / 100 км для циклу м. Брауншвайг відповідає витраті дизельного палива приблизно 15,36 л / 100 км, що є для міського автобуса даного класу достатньо високим показником.

Результати моделювання показали, що чим вища кількість та тривалість зупинок під час циклу, тим вища ефективність застосування гібриду у порівнянні з конвенційним приводом.

### Література

- [1] Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля.– Львов: "Свит", 1992.– 208 с.
- [2] Berg, H. P., Y. Reichel, M. Neumann, O. Antoshkiv.: Turbo Range Extenders – Recuperative Micro Gas Turbines as an Alternative Concept of Energy Conversion in Plug-In Hybrid Vehicles, 11th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, 2011, Stuttgart, Germany
- [3] Antoshkiv, O., H. P. Berg, E. Bondarenko, Untersuchung des Verbrauchs- und Rekuperationspotentials eines Elektrobusses mit Turbo-Range-Extender mittels AVL Cruise. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX; Haus der Technik Fachbuch, expert Verlag, Potsdam 2014; Hrsg.: Steinberg;
- [4] <https://www.avl.com/electrification>; Stand: 27.04.13

Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, Одеський національний політехнічний університет, 0501805262

Чуренова Дар'я Ігорівна, студентка, Одеський національний політехнічний університет, [daria\\_churenova@mail.ru](mailto:daria_churenova@mail.ru), 0936818809

### **ВИКОРИСТАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ ДІЕЛЕКТРИЧНОЇ ПРОНИКНОСТІ ПРИ КОНТРОЛІ МОТОРНИХ МАСЕЛ**

Необхідність строгої економії паливно-енергетичних ресурсів обумовлює особливу актуальність робіт, пов'язаних зі зміною моторних масел по фактичному стану, зокрема, по організації оперативного поточного контролю якості масел в процесі експлуатації. Існуючі засоби контролю не дозволяють з достатньою достовірністю судити про якість нафтопродуктів, тому проблема якості нафтопродуктів є актуальною.

На сьогоднішній день для визначення якості моторних масел використовують комплекс показників згідно ДСТУ 4106-2002. Проте ці показники повністю не придатні для експрес аналізу масел для оперативного визначення їх якостей, оскільки для визначення цих параметрів необхідна спеціалізована хімічна лабораторія.

Тому в даний час розвивається метод діелектричної проникності, оскільки параметр діелектричної проникності дозволяє оперативно проводити контроль якості масел.

Метою роботи є встановлення зв'язку величини діелектричної проникності моторного масла від вмісту різних видів забруднення в процесі експлуатації.

У справжній роботі для дослідження зміни  $\epsilon$  в процесі експлуатації в двигунах внутрішнього згорання автомобілів були узяті всесезонні дизельні моторні масла SAE 10W-40 і SAE 15W-40, що найчастіше зустрічаються на українському ринку. Проби відбиралися з різних двигунів протягом 10 хвилин після їх зупинки. Для досліджуваних дизельних масел після стандартних методик відповідно до ДСТУ 4106-2002 були визначені деякі нормовані фізико-хімічні показники, а саме: лужне число (ГОСТ 11362-76) і температура спалаху (ГОСТ 26378.4-84). Виміри  $\epsilon$  досліджуваних масел здійснювалися за допомогою резонансного методу.

Аналізуючи дані, було визначено, що час експлуатації моторних масел істотним чином впливає на значення їх відносної діелектричної проникності. Це свідчить про те, що масло поступово втрачає властивості діелектрика.

Для вирішення завдання за визначенням періодичності заміни моторних масел в двигуні був проведений експеримент, який включав експлуатаційні випробування і лабораторний аналіз проб масел з різним напрацюванням в процесі експлуатаційних випробувань. Проведений експеримент дозволяє розрахунковим шляхом отримати залежність зміни критерію напрацювання моторного масла в двигуні від часу напрацювання. Отримані експериментальні результати за допомогою методу найменших квадратів дозволили отримати залежності зміни службових властивостей моторних масел від їх напрацювання в двигунах. Ці дані порівняли із залежностями діелектричної проникності моторних масел з відповідною концентрацією забруднень.

Отримані залежності дозволили розробити методику підбору моторних масел до конкретного двигуна і методику визначення періодичності їх заміни, що дозволяє експлуатувати масла не по напрацюванню, а по їх технічному стану.

### Література

1. Ахадов Я.Ю. Диэлектрические свойства чистых жидкостей. М.: Издательство стандартов, 1972.
2. Григоров А.Б. Влияние загрязнений моторных масел в процессе эксплуатации на величину изменения их относительной диэлектрической проницаемости /А.Б. Григоров// Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2007. – № 32. – С.133-138.

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНОГО РУШІЯ З ВЕЛИКОГАБАРИТНОЮ ШИНОЮ

Тягова характеристика є основним технічним документом самохідних колісних землерийно-транспортних і навантажувальних машин, що здійснюють подолання опорів на робочих органах при їх взаємодії з ґрунтом за рахунок сили тяги, яку створює рушій. Розроблена методика розрахунку тягово-зчіпних властивостей колісного рушія, на основі математичної моделі [1], дозволяє побудувати теоретичну тягову характеристику з урахуванням геометричних та робочих параметрів шини і фізико-механічних властивостей ґрунту (рис. 1).

Методику адаптовано для використання чисельних методів аналізу. Її реалізовано у вигляді програми «TCQLST» (Traction and Clutch Qualities Large-Sized Tyres) за допомогою системи комп'ютерної алгебри Mathcad [1]. Програма дозволяє отримати графічні залежності  $\delta$ ,  $V_{кд}$ ,  $N_T$ ,  $\eta_T$  у функції сили тяги  $T$  або відносної сили тяги  $\psi = T / P_Z$ .

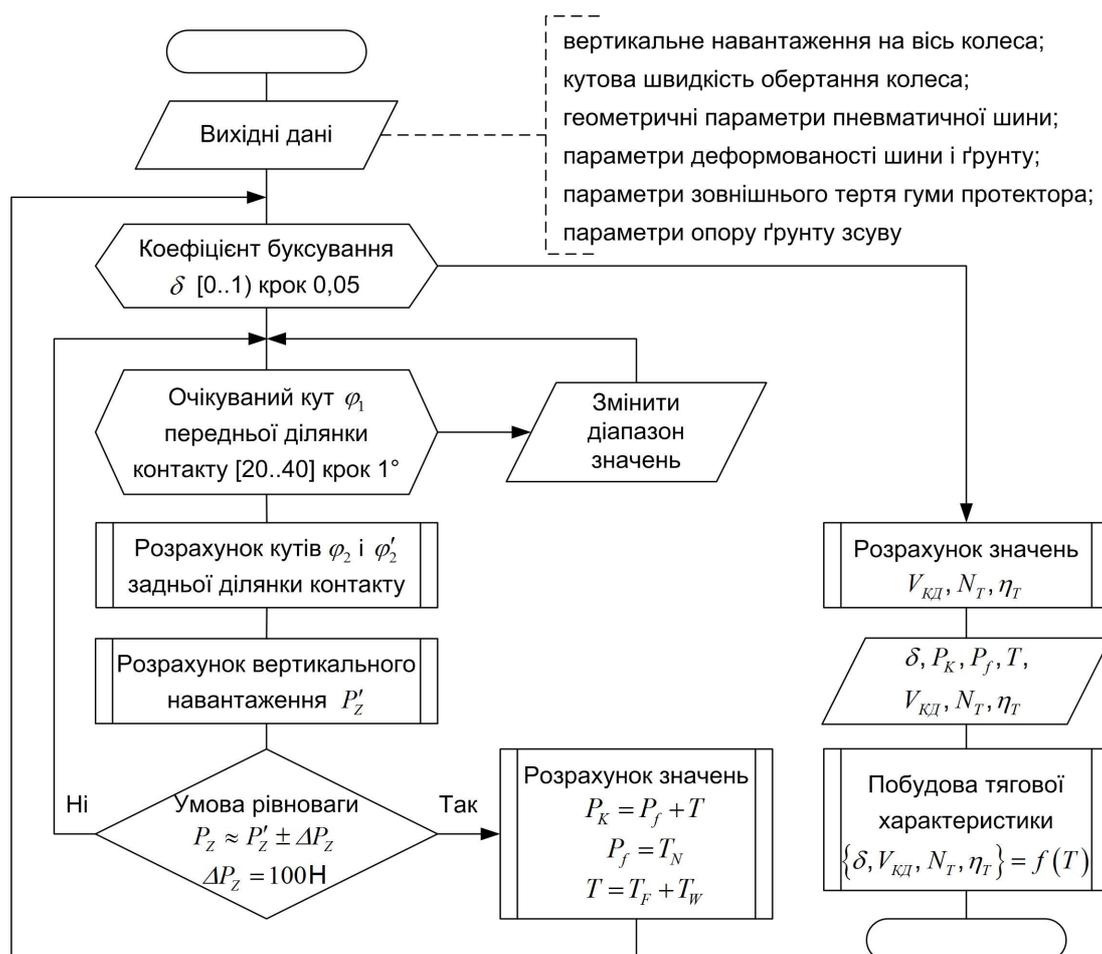


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритму розрахунку тягово-зчіпних властивостей колісного рушія з великогабаритною шиною

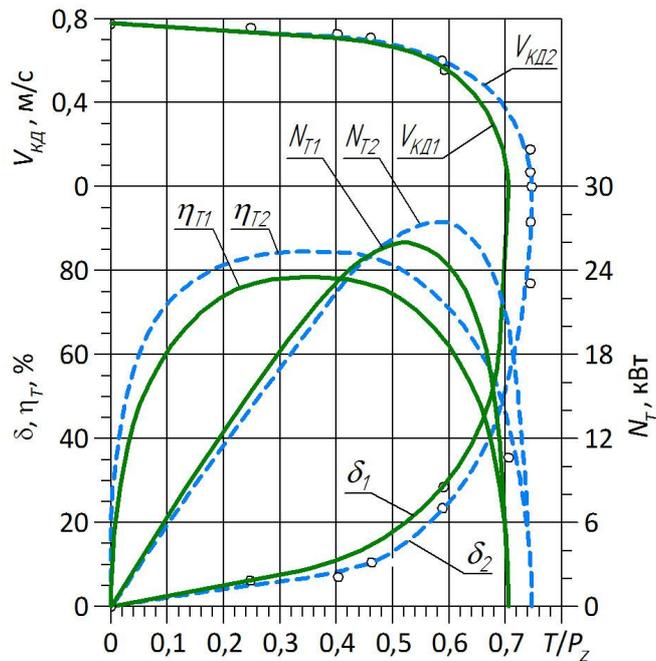


Рисунок 2 – Тягова характеристика колісного рушія з шиною 27.00-33 мод. В-71 на щільному суглинку: 1 – теоретична; 2 – експериментальна

На рис. 2 наведено теоретичну тягову характеристику колісного рушія з пневматичною шиною 27.00-33 мод. В-71 за прямолінійного руху на щільному суглинку при тиску повітря в шині 0,35 МПа і вертикальному навантаженні на вісь колеса 78 кН, яку отримано із застосуванням методики розрахунку. Для оцінки адекватності цієї характеристики на рис. 2 нанесено експериментальні значення, отримані за результатами стендових тягових випробувань окремого колеса [2]. Умови тягових випробувань повністю відповідають розрахунковим.

Аналіз графічних залежностей показав, що розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить для: коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  – 5,5%, максимальної величини тягового ККД  $\eta_{T\max}$  – 6,8%, максимального значення тягової потужності  $N_{T\max}$  – 5,4%. Середньоарифметичне відносної похибки вимірювань для залежностей коефіцієнта буксування  $\delta$  та дійсної поступальної швидкості руху колеса  $V_{KD}$  у функції відносної сили тяги  $\psi = T/P_z$  не перевищує 6,0%, що можна визнати цілком задовільним.

## Література

1. Моделирование процесса взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью / Л. Е. Пелевин, Ю. Д. Абрашкевич, М. Н. Балака, Г. А. Аржаев // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 7. – С. 10–16.
2. Експериментальні дослідження роботи колеса з пневматичною шиною на опорній поверхні, що деформується / М. М. Балака, Л. Є. Пелевін, Г. О. Аржаєв, А. В. Василенко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2013. – № 1(8). – С. 132–139.

Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)  
Паламарчук Ольга Миколаївна, студентка, Київський національний університет будівництва і архітектури

## ВПЛИВ ВНУТРІШНЬОГО ТИСКУ В ШИНАХ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ

Великогабаритні пневматичні шини для транспортно-технологічних засобів є трудомісткою продукцією високої одиничної вартості, тому дуже важливо, щоб їх експлуатація здійснювалася в належних умовах. Не буде зайвим підкреслити, що для досягнення максимального терміну служби цих шин необхідно дотримуватися інструкцій та рекомендацій з технічного обслуговування.

Для забезпечення найкращих експлуатаційних характеристик шин основним фактором є внутрішній тиск повітря. Оптимальних тягових характеристик, прохідності та навантажувальних показників можна досягти тільки при підтриманні відповідного тиску в шинах. Підвищений, так само як і знижений тиск повітря в шинах приводить до скорочення терміну їх служби та пробігу (рис. 1, а), а також може стати причиною пошкодження шин.

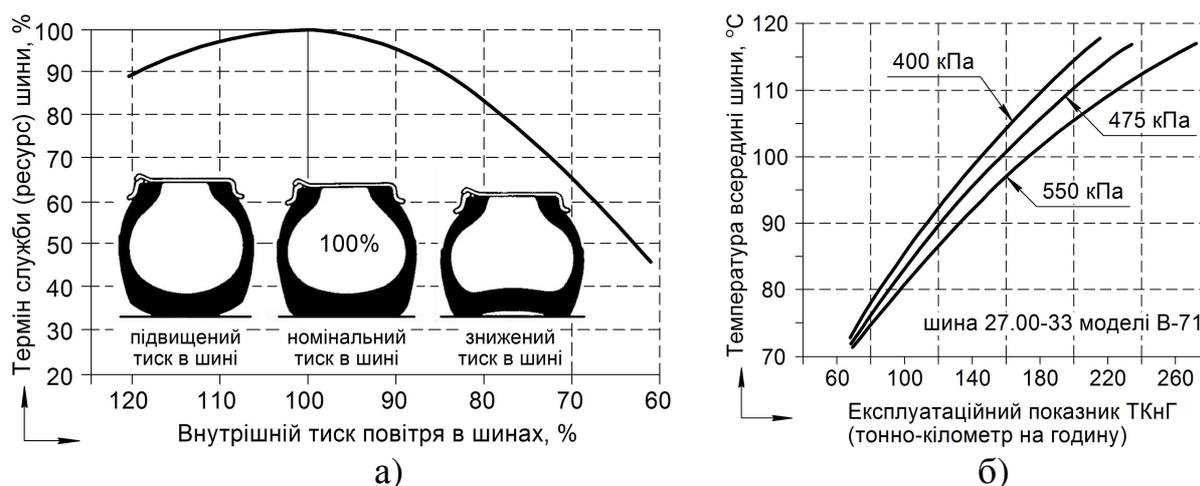


Рис. 1. Вплив внутрішнього тиску повітря на термін служби шини (а) і температуру всередині шини (б)

Від величини внутрішнього тиску в шинах залежить розмір і якість області контакту шини з опорною поверхнею руху транспортно-технологічних засобів. Якщо цей показник перевищує номінальне значення, то з часом протектор сильно зношуватиметься в центральній частині внаслідок зменшення області контакту, а також знижуватиметься стійкість каркаса до динамічних ударів, що спричинено нерівностями дороги і просипами будівельного матеріалу, в результаті чого підвищується небезпека розриву ниток корда і руйнування (вибуху) каркаса за наявності пошкоджень або розшарувань [1]. Високі навантаження в області борта створюють небезпеку його пошкодження і розриву. Крім того,

знижується комфорт під час руху транспортного засобу і підвищується ймовірність пробуксовування колісного рушія.

Разом з тим, наслідками зниженого тиску повітря в шині є виникнення надмірної деформації, через що відбувається перегрів (рис. 1, б) та передчасне списання шини, розшарування протектора і корда, підвищене втомне напруження корда з подальшим його руйнуванням. Зростає ймовірність появи тріщин на герметизувальному шарі, відшарування покривних гум боковини, зламу або розриву каркаса. Виникає нерівномірний підвищений знос по кутах протектора шини з утворенням неусувних тріщин або відшаруванням поверхні протектора внаслідок надмірної деформації [2, 3]. Крім того, можливе ослаблення щільності встановлення шини на ободі диску, що призводитиме до витоку повітря з безкамерних шин, або прокручування шини на ободі, та як наслідок, пошкодження ніпеля і витік повітря з камерних шин.

Під час експлуатації транспортно-технологічних засобів збільшується тиск повітря в шинах, який знаходиться в прямій залежності від генерації тепла [4]. Збільшення тиску в шинах різного типорозміру та конструкції відбувається неоднаково. На випадок, якщо в результаті нагріву під час експлуатації тиск в шинах підвищується на 25 % і більше, слід перевірити ще раз тиск у холодному стані, тобто за температури шини, що дорівнює температурі повітря навколишнього середовища. При цьому, якщо тиск в шинах «на холодну» відповідатиме встановленому рівню, рекомендується або знизити швидкість руху, або/та знизити навантаження. В іншому випадку, може статися розшарування протектора шини внаслідок його перегріву.

Таким чином, за багатозмінної роботи доведення до норми внутрішнього тиску в шинах виконується при ТО-1 і ТО-2, але не рідше одного разу на сім днів при повністю охолоджених шинах. Перевірку тиску в «гарячих» шинах слід виконувати щодня після кожної зміни. Тиск у нагрітій шині не повинен перевищувати норми для холодного стану більш ніж на 110 кПа [3]. Реєстрація вимірювання внутрішнього тиску в шинах дозволить виявити заводські дефекти або причини підвищення тиску в шинах (перевищення середньої експлуатаційної швидкості, перевантаження) та запобігти передчасному виходу їх з ладу, забезпечуючи надійність експлуатації транспортно-технологічних засобів.

### Література

1. Крупногабаритные шины. Дефицит. Эксплуатация, защита, ремонт / Горная техника : каталог-справочник. – СПб. : Славутич, 2008. – С. 40–42.
2. Пелевін Л. Є. Вплив зовнішніх факторів на знос пневматичних шин землерийно-транспортних машин / Л. Є. Пелевін, М. М. Балака, Г. О. Аржаєв // Енергоощадні машини і технології : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 28–30 трав. 2013 р. – К. : КНУБА, 2013. – С. 36–39.
3. Карьерная техника БелАЗ : [справочник] / Под ред. П. Л. Мариева, К. Ю. Анистратова. – М. : Горное дело, 2007. – 456 с.
4. Скорняков Э. С. Крупногабаритные шины автомобилей и тракторов : монография / Э. С. Скорняков. – Днепропетровск : Пороги, 2000. – 264 с.

Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)  
Педоряка Марина Володимирівна, студентка, Київський національний університет будівництва і архітектури

## ДОРОЖНІ УМОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ШИН

Дорожні умови характеризуються типом і станом дорожнього покриття, елементами дороги в плані та профілі. За впливом на довговічність пневматичних шин, відповідно ГОСТ 21624-84, всі дороги поділяються на три групи в залежності від типу та стану дорожнього покриття: А – дороги з удосконаленим покриттям I і II категорій (асфальтобетон, бруківка тощо) у задовільному стані; Б – дороги III, IV і V категорій у задовільному стані; В – всі дороги, що знаходяться в незадовільному стані. За даними НДІ шинної промисловості, амортизаційний пробіг шин під час експлуатації на дорогах групи Б на 20...25 % та групи В на 40...50 % нижчий, ніж на дорогах групи А. Зокрема, якщо під час експлуатації транспортно-технологічних засобів на асфальтобетонному покритті знос шин прийняти за 100 %, то на щебеневому покритті знос складе 128 %, на цементобетонному – 135 %, на гравійному – 142 %, а на ґрунтовій профільованій дорозі – 70 % [1]. Особливу увагу слід приділяти зонам завантаження та розвантаження, оскільки саме в них відбуваються серйозні пошкодження шин.

Близько 80 % великогабаритних шин виходять з ладу ще до того, як вони остаточно стираються [2]: мало не 45 % шин – внаслідок порізів і майже 30 % шин – через проколи. Порізи, проколи та можливий розрив каркасу за місцем порізу виникають в основному на під'їзних дорогах через розсипання вантажу, що транспортується. Тому підтримування дорожнього покриття на належному рівні є одним з найважливіших факторів, які визначають довговічність шин.

Разом з тим, важливим кроком до підвищення надійності та довговічності пневматичних шин є добре спроектовані дороги технічного призначення, які повинні мати прямі ділянки, заокруглені пологі повороти, безпечні узбіччя, стічні канаби по обидва боки тощо. З погіршенням рівності дороги, яка може містити глибокі вибоїни, збільшуються коливання навантажень відносно їх середнього значення, що призводитиме до підвищення інтенсивності зносу протектора шини. При проходженні поворотів, внаслідок відцентрових сил, збільшується бокова сила на шину, що призводитиме до передчасного зносу і відшарування гуми протектора. Про підвищення інтенсивності зносу свідчить значна кількість гумового пилу до 8 разів [2] на ділянках доріг з різкими поворотами.

У певних умовах експлуатації шин (різке гальмування або прискорення, перевантаження, високі швидкості руху на крутих поворотах тощо) на дорогах з капітальним покриттям на протекторі з'являється чітко виражений малюнок стирання (поперечні борозни та складки). Різко зростає лінійна інтенсивність зносу, що виникає внаслідок сил тертя, коли зсувні напруження перевищують міцність гуми. Вид поверхні протектора шини дозволяє припустити, що в цих умовах експлуатації реалізується знос «скочуванням» [1]. При цьому підвищу-

ється температура, гума розм'якшується, прилипає до дороги та скочується в невеликі джугути. В реальних умовах експлуатації стирання протекторної гуми відбувається за змішаним механізмом зносу. Сумарна інтенсивність зносу визначається співвідношенням окремих видів зносу. При зміні умов експлуатації співвідношення окремих видів зносу й інтенсивність суттєво змінюються.

Технологія укладання дороги, при якій зовнішній край полотна дороги знаходиться на більш високому рівні по відношенню до внутрішнього краю при повороті з поперечним ухилом, послаблює вплив бокової сили [3]. При правильному проектуванні технологія сприяє вирівнюванню навантаження і площі шини, дозволяє використовувати транспортний засіб у найбільш сприятливому швидкісному режимі. Це забезпечує менше стирання гальм та витрат енергії.

Ухил залежить від радіуса повороту та необхідної швидкості його проходження. Оскільки повороти з боковим ухилом можуть створювати певну небезпеку при слизькому дорожньому покритті, тому на ухилі, що перевищує 10 % [4], слід проявляти особливу обережність. З іншого боку, при проектуванні дороги необхідно розрахувати безпечну швидкість проходження повороту при дії бокової сили на шину. Як правило, 20 % боковий коефіцієнт зчеплення з дорогою безпечний при всіх дорожніх умовах [3], крім слизького покриття.

Поперечний профіль дороги впливає на розподілення навантажень між шинами. Нерівномірне навантаження спричинює підвищений знос протектора перевантажених шин. В свою чергу, кут поздовжнього нахилу також важливий, тому що він впливає на розподілення маси вантажу по осям. Оптимальний кут нахилу складає 8...10 % з опором коченню менше 2 %, а розподілення маси вантажу – 33 % на передню вісь і 66 % на задню [4].

Таким чином, при оцінці дорожніх умов, з точки зору їх впливу на довговічність шин, необхідно визначити чисельні значення таких показників: рівність дорожнього покриття, абразивність, коефіцієнт зчеплення, частоту поворотів, радіуси поворотів, поперечний нахил дороги і його радіус кривизни, частоту та крутизну підйомів і спусків. Для встановлення багатофакторної залежності довговічності шин від цих показників потрібно трудомісткі експериментальні дослідження. Тому слід користуватися будь-яким комплексним показником, що враховуватиме вплив дорожніх умов на довговічність великогабаритних шин.

### Література

1. Пелевін Л. Є. Вплив зовнішніх факторів на знос пневматичних шин землерийно-транспортних машин / Л. Є. Пелевін, М. М. Балака, Г. О. Аржаєв // Енергоощадні машини і технології : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 28–30 трав. 2013 р. – К. : КНУБА, 2013. – С. 36–39.

2. Кротиков О. В. Оценка эффективности эксплуатации крупногабаритных шин на угольных разрезах ОАО ХК «СДС-Уголь» / О. В. Кротиков // Уголь. – 2013. – № 11. – С. 11–14.

3. The last mile from every tire : How haul road maintenance can extend tire life / Viewpoint : Perspectives on Modern Mining. – 2007. – Issue 1. – P. 2–5.

4. Карьерная техника БелАЗ : [справочник] / Под ред. П. Л. Мариева, К. Ю. Анистратова. – М. : Горное дело, 2007. – 456 с.

## **АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Автомобильные бензины – один из наиболее квалифицированных и дорогих энергоносителей. Для их получения используют сложный комплекс технологических процессов первичной и вторичной переработки нефти, а также различные присадки и добавки, обеспечивающие соответствие современным требованиям к составу и качеству этого вида моторного топлива. Рекомендуется для улучшения ряда эксплуатационных свойств, в числе экологических, вводить в бензины кислородсодержащие компоненты. Наиболее распространенными и широко применяемыми являются: метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ), этил-трет-бутиловый эфир (ЭТБЭ) и топливный этанол.

В Европе проблема биотоплива и топливного этанола в частности, лежит в русле главной стратегии европейцев – сохранение экологии и борьбы с глобальным потеплением планеты, что в значительной степени базируется на отказе от нефти и газа и переходе на новые возобновляемые виды топлива, в том числе и моторное. Европа по производству этанола значительно уступает США и Бразилии, на которых приходится 90% - мирового производства (2010 г.). Следует заметить, что, несмотря на прогресс в области производства этанола, его доля еще крайне мала и составляла в 2009 году около - 6% от мирового потребления бензина.

Сегодня в мире топливный этанол является - энергетической составляющей и замещает более 1 млн. баррелей в день, этанол стал пусть пока слабой, но единственной альтернативой сырой нефти и с этим нужно считаться [1].

Производство биологических видов топлива (биоэтанол, ЕТВЕ, биодизель, и др.) является приоритетным направлением в мировой нефтепереработке. Украина, к сожалению, значительно отстает в этой области от стран ЕС и США. Основными причинами этого являются:

а) несовершенство отечественной нормативно-правовой базы в сфере регулирования производства биотоплива, а также ее несоответствие европейским стандартам;

б) отсутствие эффективных структур, которые бы развивали и координировали рынок биотоплива;

в) лобби определенных финансово-промышленных групп;

г) непрофессиональный подход к этой проблеме чиновников министерств и ведомств, а также коммерческих и финансовых структур не способных дать адекватную оценку этому виду бизнеса.

Вот уже на протяжении десяти лет в Украине действуют государственные программы "Этанол", ряд других программ, законов Украины, по стимулированию развития рынка биотоплива. Пример таких государств как

США, Бразилия, а также стран ЕС говорит о том, что биоэтанол занимает важное место в усилении энергетической безопасности этих стран [2].

### Литература

1. Пущик Е. Что добавляют в бензин нефтяники Европы? Е. Пущик, В. Мирзоев. [http://ukrbudmash.org.ua/fuel\\_europe\\_blending.htm](http://ukrbudmash.org.ua/fuel_europe_blending.htm)

2. «Международная Биоэнергетика», 1-2011. *Мирзоев В., Пущик Е.*

Белогуров Евгений Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры ТЭСА им. Н.Я. Говорущенко, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [belisa@ukr.net](mailto:belisa@ukr.net), 097-737-24-38

Тема секции: техническая эксплуатация и сервис автомобилей

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ ДОРОЖНЫМ МЕТОДОМ, РАБОТАЮЩЕГО НА РАЗНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Хорошо известно, что рациональная система технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей строится на основе диагностической информации. Между тем современные сервисные станции ориентированы не на контроль технического состояния и прогнозирование нежелательных его изменений, а на устранение уже возникших и обнаруженных пользователем неисправностей. Полнообъемные ТО выполняют в лучшем случае на фирменных станциях в течение гарантийного срока, да и там нет, например, тяговых стендов – а ведь именно изменение тяговых свойств автомобиля является симптомом возникших дефектов и сигналом о необходимости углубленного диагностирования, т.е. поиска места и определения причин неисправности с последующим ее устранением.

В связи с этим, на сегодняшний день актуальным является создание доступного метода контроля функционирования автомобиля на первичном уровне, т.е. метода общего диагностирования.

Диагностике автомобиля по тягово-скоростным свойствам посвящены многие работы [1-4]. В основу всех этих методик положено уравнение тяговой динамики [5].

Проведение основного эксперимента начиналось с разгона. Автомобиль разгоняли, постепенно выходя на выбранную передачу (прямую или близкую к ней). При скорости 50 км/ч увеличивали подачу топлива до максимума – нажималась педаль акселератора до упора. Поскольку спидометры показывают скорость выше истинной, разгон продолжали до скорости, немного превышающей намеченную. Так, если была намечена скорость 120 км/ч, разгоняли автомобиль до 130. Регистрировались параметры процесса разгона. Потом проводились выбеги. Достигалась указанная скорость, более высокая, чем намеченная (например, 130 км/ч вместо 120 или 55 км/ч вместо 50),

выжимали педаль сцепления, только после этого убирали ногу с педали акселератора, переводили рычаг коробки передач в нейтральное положение и пускали машину накатом до полной остановки. Педаль сцепления не отпускали, чтобы исключить потери на перемешивание масла в трансмиссии.

Проведение эксперимента проводилось сериями заездов, по пять в одну и обратную сторону для каждого вида топлива, для исключения возможного влияния неровностей дороги на полученные значения времени разгона.

В эксперименте был использован автомобиль ВАЗ-2108, который был оснащён газовым оборудованием и водородным генератором. Таким образом, были получены экспериментальные данные для четырёх видов топлива: бензин (АИ-92), газ (пропанобутановая смесь), газ + водород и бензин + водород.

В результате проведения определения тягово-скоростных свойств автомобиля по предложенной методике было установлено, что автомобиль находится в исправном состоянии, работоспособность трансмиссии и двигателя соответствует норме. Значения крутящего момента двигателя, при заездах на бензине отвечало 98% от значений внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХД [6]). При добавлении водорода в топливно-воздушную смесь значения крутящего момента снижались до 94%. При использовании пропанобутановой смеси и водорода крутящий момент составлял 90% от ВСХД. На чистой пропанобутановой смеси падал до 85%. Снижение значений ВСХД при добавлении к бензину водорода по отношению к чистому бензину можно предположительно объяснить обеднением смеси, так как количество подаваемого водорода пока определить не удалось.

Таким образом, предложенная методика позволила провести предварительную диагностику общего технического состояния автомобиля без использования сложного, дорогостоящего оборудования.

## Литература

1. Рабинович Э.Х. Измерение тягово-скоростных показателей автомобиля по времени разгона на разных передачах. / [Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Ю.В. Зыбцев] / Український метрологічний журнал. – 2012. – №4. – С.47-52.
2. Методика расчёта тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / [Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В.Московкин, В.В.Селифонов, В.В.Серебряков] – М.: МАМИ, 2000. С.43.
3. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом двукратного выбега / [Э.Х.Рабинович, В.А. Зуев, Н.В. Воскобойников] / Автомобильный Транспорт: сб. научн. трудов. – Харьков, ХНАДУ, 2008. – Вып. 22.–С. 49-52.
4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич – Минск, Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
5. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.: ил.
6. Возможности ВАЗ-2108 в теории / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/4379966/> – Дата обращения: 01.02.2015.

Богаевский Александр Борисович, д. т. н., профессор, Харьковский национальный автомобильно – дорожный университет

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТРАТ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ПРОЦЕССЕ РАЗРЯДА/ЗАРЯДА АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ ПРИ ЗАПУСКЕ МОЩНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Среди суммарных затрат энергоресурсов в эксплуатационной работе промышленного большегрузного транспортного средства (например, карьерный самосвал на 80 и 120 тонн или тепловоз) отдельно стоят затраты топлива на запуск дизеля. В литературе не встречается оценка доли затрат топлива при пуске в общем эксплуатационном расходе, очевидно в силу ее незначительности. В то же время, каждый запуск представляет собой существенную энергетическую нагрузку на такой важный элемент как аккумуляторная батарея (АБ), на восстановление заряда которого после пуска требуются определенные затраты топлива.

Существующие системы учета топлива не в состоянии регистрировать указанные топливные затраты, а также оценивать возможное снижение затрат топлива в процессе пуска.

Целью работы является определение теоретическим путем уровня энергозатрат при запуске мощного транспортного дизеля (мощность более 1000 кВт) и заряде аккумуляторной батареи после запуска. Решение подобной задачи экспериментальным методом потребует существенных материальных и временных затрат из – за наличия среди элементов исследования аккумуляторной батареи. Полученные результаты позволят детализировать и возможно упростить алгоритмы систем управления и контроля тепловоза.

Проведенное теоретическое исследование энергозатрат предполагает учет параметров АБ как элементов электрической цепи большегрузного транспортного средства при совместной работе со стартером (генератором) на борту. Важнейшими из таких параметров АБ являются внутреннее сопротивление, напряжение на зажимах, которые изменяются в процессе разряда/заряда, зависят от степени заряженности, температуры окружающей среды и т.д. Предлагаемые методики определения внутреннего сопротивления, в частности, требуют сложного аппаратного обеспечения, длительного экспериментального исследования каждой АБ.

Процесс запуска, как известно, реализуется как за счет энергии аккумуляторной батареи (АБ), так и за счет подачи топлива регулятором частоты вращения. За счет энергии АБ осуществляется предпусковая подготовка в течение времени до 60 с (прокачка масла и топлива), а также пусковое вращение коленчатого вала дизеля от стартера или от генератора, включенного в режиме стартера. Время работы стартера составляет не более 12-14 с. После запуска двигателя следует технологически необходимый отрезок времени работы дизеля на холостом ходу. В течение этого времени восстанавливается энергия и напряжение на АБ, осуществляется прогрев дизеля

до необходимой температуры охлаждающей жидкости или масла, контролируется давление в тормозной системе и другие параметры.

Таким образом, величину затрат на запуск  $B_{з\text{ап}}$  можно представить в виде

$$B_{з\text{ап}} = (g_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}} + g_{\text{хх}} \cdot t_{\text{т.хх}}) \cdot n, \quad (1)$$

где  $g_{\text{п}}$  –расход топлива на запуск в процессе вращения стартера;  $g_{\text{хх}}$  –расход топлива дизеля на холостом ходу в течение технологически необходимого времени после пуска;  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{т.хх}}$  – время вращения стартера и технологически необходимое время работы дизеля на холостом ходу после пуска соответственно;  $n$  - количество запусков мощного дизеля за смену.

Анализ составляющей  $g_{\text{п}}$  в выражении (1) позволяет сделать вывод, что эта величина зависит от технического состояния дизеля и его подсистем, участвующих в пуске, и от состояния (степени заряженности) АБ. Так, несостоявшийся из-за несоответствующего технического состояния дизеля запуск приводит помимо потерь топлива и к снижению энергии АБ. Поэтому следующий запуск будет происходить в худших условиях с точки зрения энергетического состояния АБ. Составляющая  $g_{\text{п}}$  может быть уменьшена существенно за счет применения соответствующих алгоритмов управления подачей топлива во время пуска.

Для определения технологически необходимого времени работы мощного транспортного дизеля на холостом ходу необходимо оценить расход энергии АБ при пуске, а также в процессе восстановления заряда АБ после запуска дизеля. В процессах разряда – заряда АБ необходимо иметь закономерности изменения внутреннего сопротивления как при разряде АБ, так и при ее заряде.

При расчете электрических параметров на каждом из последовательных циклов запуска необходимо учитывать напряжение и внутреннее сопротивление АБ на начало цикла с учетом степени разряда. Каждый последовательный запуск снижает степень заряженности АБ примерно на 5 %.

Возврат энергии в АБ при заряде после запуска обеспечивается от тепловозного регулятора напряжения, который формирует постоянное бортовое напряжение величиной до 110 В. На величину тока в цепи заряда влияют как напряжение на клеммах батареи, так и сопротивление цепи заряда АБ. Напряжение на клеммах АБ в процессе возврата энергии изменяется в сторону увеличения по мере роста степени заряженности. Сопротивление заряда состоит из постоянного ограничивающего балластного сопротивления  $R_{\text{бал}}$  и внутреннего сопротивления заряда АБ  $r_{\text{АБ}}$ .

При выполнении исследований учитывалось, что в АБ должна быть запасена энергия на 10–12 последовательных запусков. При этом степень разряда батареи не должна быть более 0,5, так как в противном случае в батарее будут иметь место невосстановимые в процессе заряда разрушения. Энергия, запасаемая в АБ на 10–12 последовательных запусков мощного транспортного дизеля должна составлять величину 5710 – 6852 Вт·час.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ДОРОГАМ С НИЗКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ**

Исследование процессов движения автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью, то есть грунтовым дорогам, занимает весьма важное место в теории движения автомобилей. В зависимости от поставленных задач выбираются, те или иные расчетные способы, позволяющие отображать физическую сущность протекания исследуемого процесса. В данной работе рассматривается процесс взаимодействия колес автомобиля с деформируемой опорной поверхностью с учетом свойств, как колеса, так и опорного основания.

Движение грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью сопровождается определенными сложностями, которые могут быть исследованы как до начала эксплуатации автомобиля по участкам дороги – теоретические расчеты, так и по завершению проезда автомобиля по «опытному» участку – обработка экспериментальных данных.

Целью исследования является разработка динамической модели двухосного грузового автомобиля и выбора расчетной схемы взаимодействия колес с деформируемой опорной поверхностью.

Анализ процессов, происходящих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, необходимо проводить с целью выполнения исследований, которые могут быть применимы при проектировании ходовых систем автомобилей и оценки возможности эксплуатационной проходимости автомобиля по дорогам с низкой несущей способностью.

Моделирование процесса движения автомобиля по дорогам с низкой несущей способностью – грунтовой дорогой, обуславливается множеством факторов, оказывающих влияние на взаимодействие движителей с грунтом. Для проведения моделирования используется динамическая модель двухосного грузового автомобиля с деформируемым опорным основанием, позволяющая определить возможность проезда автомобиля, в зависимости от состояния опорной поверхности. При выполнении исследований в математической модели изменяются значения коэффициентов, отражающих свойства движителя и опорной поверхности. Вследствие этого возможно отображать процессы взаимодействия исследуемых объектов, что в свою очередь позволит оценить влияние состояния опорного основания (его свойств) на возможность проходимости автомобиля.

### **Литература**

1. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин [Текст] / Г.А. Смирнов – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
2. Силаев, А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин [Текст] / Силаев А.А. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

## ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЗА ВІДНОСНИМИ ВЕЛИЧИНАМИ ЧАСУ ТА УПОВІЛЬНЕННЯ

Гальмівні діаграми для оцінки стану гальмівних систем були запропоновані Бухарінім М.О. у 1939 р. І отримали подальший розвиток у роботах Розанова В.Г., Мащенко М.В. та ін.. Суть методу полягає у запису за допомогою спеціальних пристроїв залежності уповільнення автомобіля від часу. На кафедрі технічної експлуатації ХНАДУ було запропоновано записувати гальмівні діаграми на стенді з біговими барабанами. Вимірвальна система стенду дозволяла виводити залежність на самопис, де, обчислюючи масштаб, можна було визначити різні параметри як то: час повного гальмування, час спрацьовування, максимальне уповільнення та інше.

У розвиток цього методу пропонується оцінювати стан гальмівної системи за відносними величинами часу та уповільнення.

Для подальших досліджень була дороблена вимірвальна система стенду з біговими барабанами, який встановлено на кафедрі ТЕСА ХНАДУ.

Щоб отримати гальмівні діаграми у відносних величинах, треба зробити наступне.

1. Вибрати із записаних діаграм такі, які потрубють подальшої обробки.
2. Усереднити записані дані.
3. Зайти математичне очікування.
4. Привести час та уповільнення до відносних величин за формулами

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_{поточн}}{\tau_{кінц}}; \quad \bar{j} = \frac{j_{поточн}}{j_{max}}.$$

- 5 Побудувати діаграми у відносних величинах.

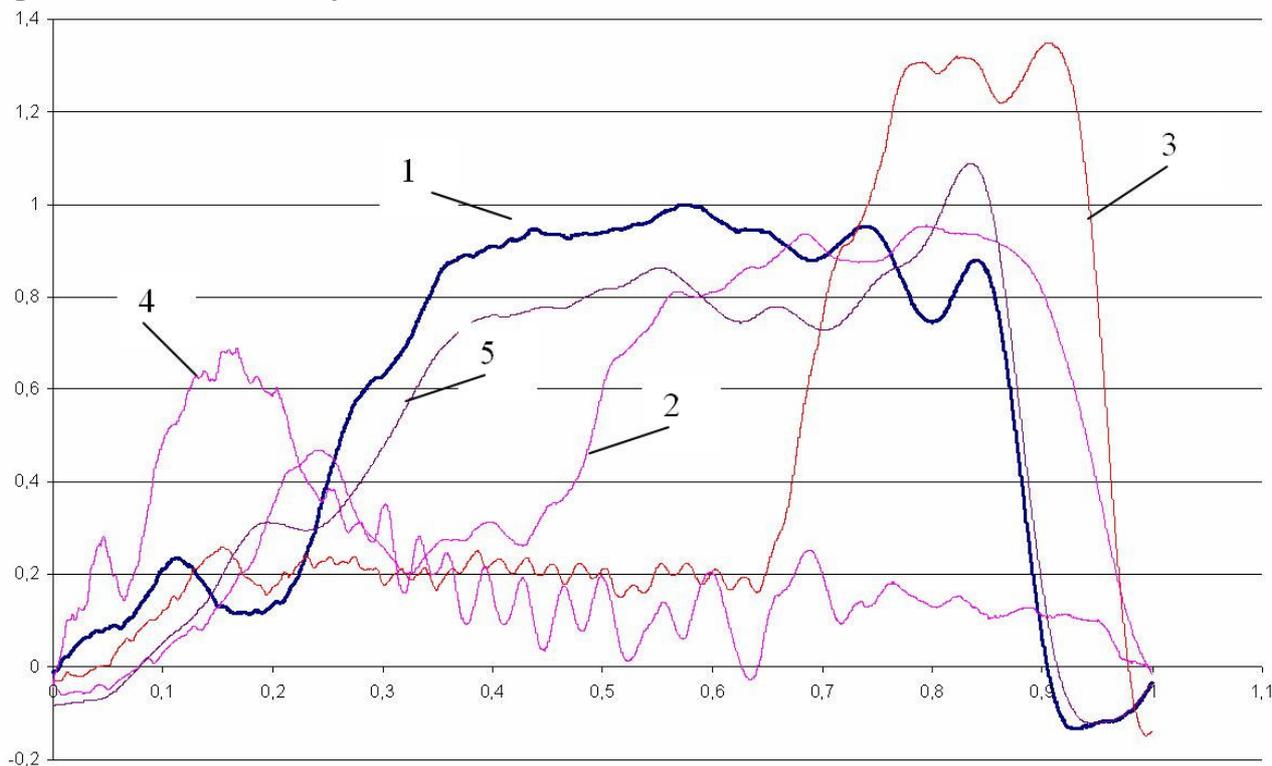
На рис. 1 представлені діаграми з різними несправностями.

Таким чином, отримуючи діаграми у відносних величинах, ми маємо змогу «накладувати» їх одна на одну в одному масштабі, що дозволяє побачити різницю від нормальної гальмівної діаграми (рисунок 1). За допомогою такого способу можна визначити несправність у гальмівній системі та порівняти ефективність гальм різних автомобілів.

ДСТУ 3649-2010 визначає загальні діагностичні параметри, які дозволяють установити чи придатна система до подальшої експлуатації, але не дозволяє виявити місце й причину несправності. Визначення структурних або поелементних діагностичних параметрів вимагає розбирання гальмівного привода, що приводить до більших витрат часу. Тому, необхідний метод, який би виявляв причину несправності й не вимагав розбирання системи.

Складність діагностування гальмівної системи полягає в тому, що робочі процеси одночасно протікають у восьми основних вузлах системи, а нормативними документами передбачене лише два вимірники: зусилля на педалі й затримка автомобіля. Тому для діагностування гальмівної системи

доцільно шукати інші підходи, що дозволяють збільшити кількість інформації про технічний стан вузлів системи.



1 – нормальна діаграма; 2 – зниження площі контакту; 3 – повітря у системі; 4 – витік біля колісного циліндра; 5 – гальмівна рідина на колодках

Рисунок 1 – Гальмівні діаграми у відносних величинах

Із недоліків цього способу можна зазначити неможливість отримання максимальної величини уповільнення, часу повного гальмування. Ці показники можна отримати із результатів запису діаграм, які не були приведені до відносних величин.

### Література

1. Пойда А.Н., Булгаков Н.П., Зуев В.А., Горбачевский М.С. Определение работоспособности автомобиля с использованием программно- аппаратных средств // Вісник ХНТУСГ. - Харків, 2008. - Вип. 69. - С. 368-374.
  2. ДСТУ 3649:2010. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности технического состояния и методы контроля. Введ. 01.07.11. – К.: Госстандарт Украины, 2011. – 56 с.
  3. Юрченко А. Н., Бажинов А. В., Варфоломеев В. Н., Гогайзель А. В., Климец Б. И. Практика діагностування автомобілів: Навчальний посібник / Під ред. А.М. Юрченко. - К.: НМК В, 1993. – 216 с.
- Разработка эффективных методов и средств диагностирования подвижного состава автомобильного транспорта: Отчет о НИР (заключительный) / Харьк. гос. авт.-дор. техн. ун-т (ХГАДТУ). – Тема 03-53-91. – Харьков, 1993. – 158 с

Буряченко Іван Сергійович, магістрант, Військова академія (м.Одеса),  
[BuriachenkoIvanSerg@yandex.ua](mailto:BuriachenkoIvanSerg@yandex.ua)

## **УРАХУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ З МЕТОЮ ЗБЕРІГАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ**

Актуальним у технічній політиці Збройних сил України залишається завдання, що до підтримання на нормативному рівні показників експлуатаційної надійності озброєння та військової техніки, з одночасним скороченням матеріальних, трудових та фінансових витрат. Відомо, що головною умовою виступає раціональна форма організації і виконання технічного обслуговування і ремонту військової техніки, яка науково обґрунтована. Але необхідно звернути увагу не на наслідки, у вигляді технічного стану, а на умови виникнення. Відомо, що автомобіль є складною технічною системою, що призначена для здійснення транспортної діяльності і характеризується безліччю параметрів, що і визначають його технічні і експлуатаційні показники. Всі елементи автомобіля (агрегати, вузли, механізми, деталі) мають різні характеристики стійкості до втрати працездатного стану, на які впливають, як внутрішні конструктивні чинники, залежні від призначення і властивостей елемента, так і сукупність зовнішніх чинників, визначуваних, як умови експлуатації автомобіля. Працездатність військового автомобіля визначається його технічним станом. Технічний стан є сукупністю властивостей об'єкту, що змінюються в процесі експлуатації, характеризуються в певний момент ознаками, встановленими технічною документацією. Технічний стан автомобіля, визначається кількісними показниками конструктивних параметрів :  $y_1, y_2, \dots, y_i$ . В процесі роботи автомобіля його технічний стан, як відомо, змінюється від початкових  $y_i$ , які відповідають новому виробу, до гранично допустимих  $y_{пд}$ , а потім і до граничних  $y_{гр}$  параметрів, при яких подальше застосування за призначенням неприпустимо або недоцільно. Якщо виріб задовольняє вимогам нормативно-технічної документації за всіма показниками, то автомобіль вважається справним. Якщо параметри виробу, що характеризують його здатність виконувати задані функції, відповідають встановленим нормативно-технічною документацією вимогам, то автомобіль вважається працездатним. У випадку, якщо експлуатувати автомобіль до граничного стану, наступить відмова.

Метою роботи є дослідження показників експлуатаційних властивостей автомобільних базових шасі в залежності від дорожніх умов, дорожньої обстановки та стану покриття дороги, які і впливають безпосередньо на технічний стан і прогнозування швидкості руху військової техніки по існуючій мережі автомобільних доріг для забезпечення більш швидкого виконання задачі з доставки вантажів чи особового складу до місця призначення.

Вирішення проблеми здійснюється за рахунок довгострокового прогнозування розрахункових характеристик автомобільних доріг, що можливо шляхом розгляду еволюції характеристик взаємодії компонентів

системи «людина – автомобіль – дорога – приземний простір» для розширення мережі автомобільних доріг та покращення дорожніх умов руху військової техніки при виконанні бойових задач. Система «людина – автомобіль – дорога – приземний простір» (ЛАДП) зберігає відношення характерне для системи «суб'єкт праці – знаряддя праці – предмет праці»[2]. Суб'єктом праці є людина, знаряддям праці – підсистема «автомобіль-дорога», предметом праці – приземний простір, координати якого перетворюються в транспортному процесі. Пусковою частиною системи є людина. Автомобіль і дорога – це посередники між людиною і приземним простором, що дають значну прибавку до швидкісних і силових можливостей людини при транспортуванні людей і вантажів. Вони є продуктом направлено перетворення природи ведеться за шляхом її асиміляції людиною, оскільки в автомобіль і дорогу вкладено саме людські, в них відображені і відтворені сили людини. Особисті дії людини продовжуються в функціонуванні автомобіля і дороги, проводяться через них. На рівні дій людина об'єднується з автомобілем і дорогою в єдине ціле. В результаті такого об'єднання людина на суб'єктивному рівні стає водієм. Також враховується параметр категорійності доріг та типи покриття.

В роботі враховано такий показник, як швидкість, що розглядається для прогнозування в моделі руху окремих марок автомобілів. Для оцінки швидкостей руху в тому числі і військових автомобілів широко використовується рівняння руху.

В результаті дослідження запропоновано модель збереження технічного стану автомобіля з моменту експлуатації до досягнення граничного стану з урахуванням дорожніх умов (категорії дороги, типу покриття та інші), що дозволить підвищити ресурс в цілому та забезпечити необхідний рівень надійності військової техніки.

### Література

1. Алексеев Ю. Г. Люди и автомобили / Ю. Г. Алексеев. – М.: Патриот, 1990. – 190 с.
2. Григорова Т. М. Прогнозирование расчетных характеристик для проектирования и эксплуатации автомобильных дорог. – Херсон: Изд. «Надднепряночка», 2006. – 192 с.
3. Споруди транспорту. Автомобільні дороги. ДБН В.2.3 – 4–2000. – Київ: Держбуд України, 2000. – 117 с.
4. Сильянов В. В. Транспортно – эксплуатационные качества автомобильных дорог / В. В. Сильянов. – М.: Транспорт. – 287 с.
5. Умови розвитку автомобільного транспорту. [Електронний ресурс] – Режим доступу – <http://www.autogallery.org.ru/>

Василишин Сергій Михайлович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)  
Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія  
(м. Одеса)

## **РОЗРОБКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЮ ЖИВУЧОСТІ РАМНИХ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

При проектуванні будь-якої конструкції в першу чергу прагнуть до досягнення необхідної умови експлуатації міцності і жорсткості, всіляко домагаючись при цьому мінімальних витрат матеріалів і виробничих витрат на виготовлення. У зв'язку з цим необхідно враховувати, що багато рам машин тривалий час не втрачають працездатності навіть при наявності тріщин. Однією з причин нерозповсюдження тріщин в рамі, що представляють собою складні, статично невизначені системи, є перерозподіл напружень між елементами конструкції у міру появи і розвитку пошкоджень. Кількісні характеристики цього явища практично відсутні, тому був проведений експеримент по кількісній оцінці перерозподілу напружень в зварній рамі залежно від ступеня розвитку пошкоджень.

Дослідження проводилися на рамі причепа БМЗ-230, звареного з двох лонжеронів, трьох поперечок, заднього візка і задніх опорних кронштейнів кузова. У середній частині рами лонжерони мають замкнутий профіль, утворений швелером і замикаються пластиною, кінці якої виходять до стінки швелера.

Експерименти проводилися за допомогою електротензометрії. Показання тензорезисторів реєструвалися за допомогою радіотелеметричної лабораторії на базі автомобіля ГАЗ-66, укомплектованої радіотелеметричною апаратурою РТУ-1241 магнітографів ЕММ-141 та осцилографом К12-22. Для вимірювання деформації застосовували дротяні тензорезистори.

Експериментам передував аналіз послідовності зародження і розвитку втомних тріщин в рамі при полігонних випробуваннях і при експлуатації. Тому тензорезистори наклеювалися на вузли рами на відстані 10-15 мм від країв зварних швів таким чином, щоб досліджувати зони передбачуваних тріщин.

Досліди проводилися на рамі за обраними режимами полігонних випробувань: переїзд перешкод висотою 160 мм, розташованих у шаховому порядку на треку полігону, швидкість руху по треку - 10,5 км / год., навантаження в кузов 4,4 т, тиск в шинах - номінальний. Довга ділянка треку, на якій проводилися запис свідчень, дорівнювала 620 м (100 перешкод).

Досліджувані параметри реєструвалися в першу чергу на вузлі без пошкоджень, далі - при послідовно наростаючому ступеню ушкоджень цього вузла. За критерій зміни рівня змінних напруг деформацій прийняті величини їх середніх і максимальних амплітуд.

З аналізу експериментальних даних встановлено, що при вивченні зміни рівня напруги у вузлах в залежності від розвитку пошкоджень слід враховувати

конструктивні особливості вузлів, їх розташування в рамі, а також спосіб додати до них навантаження.

Встановлено що через радіальну жорсткість ділянок можливо перерозподілити навантаження відповідно до жорсткості контурів рами. Причому спосіб прикладання навантаження і розташування вузлів створить умови для перерозподілу навантажень у міру появи ушкоджень у вузлах.

Таким чином, в результаті аналізу експериментів встановлено, що підвищувати ресурс рами можна за рахунок спрямованого зміни жорсткості різних елементів системи, завдяки чому можливий оптимальний перерозподіл напруг, що забезпечує найбільшу для даної конструкції живучість.

### **Література**

1. Панкратов Н.М. Ускоренные испытания мобильных машин и их элементов – Одесса: Черноморье, 1998.

Великодний Станіслав Сергійович, к. т. н., доцент, докторант, Національний університет «Одеська морська академія»

### **МОДЕЛЬ РЕІНЖИНІРИНГУ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ SCADA-СИСТЕМ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ НА ТРАНСПОРТІ**

SCADA-системи або системи моніторингу та дистанційного управління (СМДУ) застосовуються в різноманітних галузях життя й діяльності людини, але найбільше поширення вони отримали у промисловості та на транспорті. Причому експлуатація СМДУ на кожному окремому виді транспорту (водний, повітряний, залізничний, автомобільний та ін.) має свої принципові відмінності.

Спільною рисою для усіх СМДУ залишається те, що під впливом часу та інших невід'ємних факторів інформатизації (оновлення: операційних систем, мов програмування, принципів дії розподілених систем обробки даних тощо) відбувається еволюційне застаріння програмного забезпечення СМДУ. Така тенденція призведе до погіршення швидкісних, інформаційно-комунікаційних, графічних, часових та інших характеристик, аж до повної відмови СМДУ, що застосовується на транспорті.

Проблему реінжинірингу СМДУ було розглянуто у [1, 2]. Методологічні засади реінжинірингу було закладено у [3]. Згідно з цими засадами, постає необхідність розробки абстрактних ідеалізованих моделей реінжинірингу (АІМР) кожного з видів забезпечення (технічне, математичне, інформаційне, програмне, лінгвістичне, організаційне, методичне, ергономічне) транспортних СМДУ.

Запропонована АІМР програмного забезпечення СМДУ, що застосовуються на транспорті являє собою еволюційну спіраль, яка побудована у циліндричній системі координат, де:

- кут  $\varphi$  – це час, протягом якого відбувається реінжиніринг (зростає за годинниковою стрілкою та збільшується кількість повних обертів);
- $r_\varphi$  – радіус-вектор витрат (модуль якого збільшується);
- вісь  $n$  – кількість ідентифікованих програмних компонентів (фізичних модулів коду) у лінійному масштабі або кількість верифікованих рядків програмного коду у логарифмічному масштабі;
- початок вісі  $n$  (« $O$ ») – нульова точка реінжинірингу.

Операції з АІМР відбуваються у наступних проекціях:

- у проекції часу та витрат;
- у ізометричній проекції програмних компонентів;
- у логарифмічній проекції рядків програмного коду.

Розроблена модель стане у пригоді системним архітекторам та інженерам-програмістам, що задіяні у перепроєктуванні програмного забезпечення СМДУ, що вже знаходяться у кількарічній експлуатації на транспорті.

Перспективи розвитку приведених досліджень полягають у створенні моделей реінжинірингу для кожного з інших видів забезпечення транспортних СМДУ, що будуть перепроєктовані.

### Література

1. Великодний С. С. Проблема реинжиниринга видов обеспечения систем автоматизированного проектирования / С. С. Великодний // Междун. науч. журн. «Управляющие системы и машины». – 2014. – № 1. – С. 57 – 61, 76.
2. Великодний С. С. Реінжиніринг систем моніторингу та дистанційного управління судновими енергетичними установками / С. С. Великодний // «Автоматика 2015»: матер. ХХІІ міжн. конф. з автом. управл., 10 – 11 вер. 2015 р. – Одеса, 2015. – С. 133 – 134.
3. Великодний С. С. Методологические основы реинжиниринга систем автоматизированного проектирования / С. С. Великодний // Междун. науч. журн. «Управляющие системы и машины». – 2014. – № 2. – С. 39 – 43.

## **СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Диверсификация предприятий автомобильного транспорта (ПАТ), их разукрупнение, развитие предпринимательства привели к поляризации автомобильных парков и сосредоточению значительного количества автомобилей в небольших по размеру и количеству предприятиях. Так, например, в Украине около 140000 перевозчиков, имеющих от 1 до 15 ед. подвижного состава (ПС) [1]. В результате автомобильный транспорт (АТ), особенно вновь организованные, как правило, небольшие ПАТ оказались в сложных условиях. Это привело к тому что:

- АТ как отрасль во многом утратил механизмы влияния на качество и номенклатуру производимых автомобилей и материалов;
- владельцы ПС, имеющих недостаточный исходный уровень, обязаны обеспечить техническое состояние автомобилей в соответствии с требованиями безопасности движения и экологической безопасности;
- вновь образованные ПАТ не располагают производственно-технической базой, персоналом, технологиями, организационными структурами, способными обеспечить в конкурентной среде требуемые уровни работоспособности своих парков.

Создавшийся организационный и технологический вакуум привёл к практически неконтролируемой эксплуатации автомобилей в большинстве малых ПАТ, что привело к резкому ухудшению технического состояния автомобильного парка, увеличило количество ДТП, вызванных неисправностью автомобилей и загрязнению окружающей среды.

Основной целью технической эксплуатации автомобилей (ТЭА) как подсистемы АТ, является обеспечение требуемого уровня работоспособности ПС. Важнейшим звеном ТЭА является выбор системы технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) ПС, которая регулируется комплексом взаимосвязанных положений и норм, определяющих порядок, организацию, содержание и нормативы проведения работ по обеспечению работоспособности парка автомобилей.

Ранее, в условиях планового хозяйства, эффективность ТЭА обеспечивалась инженерно-технической службой ПАТ, которая руководствовалась соответствующими нормативными документами.

Впервые нормативные документы появились в 1929-1933 гг. в виде разработки и реализации системы планово-предупредительных ремонтов на АТ, которая в 1940 г. приобрела вид принципов профилактической системы ТО и Р автомобилей. Далее появился нормативный документ «Положение о профилактическом обслуживании автомобилей», который корректировался в 1942, 1947, 1949, 1954, 1963, 1974, 1984 - 1994, 1998 годах.

В 2013 году Министерство инфраструктуры издало приказ №550 где указано, что владельцами ПС АТ в обязательном порядке должны выполняться “Правила эксплуатации колесных транспортных средств”, в которых за основу принята система планово-предупредительного ТО и Р.

К середине 70-х годов прошлого века для обеспечения работоспособности ПС сформулированы три стратегии [2]:

- поддержание заданного уровня работоспособности – обеспечивается техническим обслуживанием;
- восстановление утраченной работоспособности – обеспечивается ремонтом;
- сочетание первой и второй стратегий – обеспечивается техническим обслуживанием и ремонтом ПС.

Для реализации требуемого уровня работоспособности ПС на АТ принята третья стратегия. Подсистемой выбранной стратегии может быть одна из трёх тактик ТО и Р ПС [2,3]:

- по наработке до отдельных видов воздействий;
- система ТО и Р по состоянию;
- смешанная система, сочетающая в себе элементы первых двух систем (планово-предупредительная система ТО и Р).

В связи с применением на автомобилях сложных высокоэффективных электронных систем управления, встроенной бортовой диагностики, развитие спутниковых систем навигации и мобильной связи, современных технологий появилась возможность не только контролировать географическое положение ПС и осуществлять связь с диспетчером ПАТ, но и осуществлять дистанционный мониторинг с оценкой уровня работоспособности автомобиля [4]. Это в свою очередь позволит перейти к индивидуальной (адаптивной) системе ТО и Р автомобиля.

Для реализации адаптивной тактики ТО и Р учёными ХНАДУ [4] разработана и реализована транспортно-телематическая система дистанционного мониторинга и прогнозирования технического состояния автомобиля «ХНАДУ ТЭСА». Достоинством системы «ХНАДУ ТЭСА» является:

- непрерывный автоматический контроль процесса движения подвижного состава (ПС) с оценкой условий эксплуатации, времени прохождения маршрутов и соответствия графикам работы, отображением местоположения и маршрутов следования в режиме реального времени на электронных картах;
- непрерывный автоматический контроль параметров технического состояния ПС и параметров выполнения режима проведения воздействий ТО и Р с оценкой уровня надёжности ПС и эффективности ТЭ;
- высокая оперативность доставки сообщений;
- полная конфиденциальность обрабатываемых системой данных и сведений, получаемых в системе;
- возможность интеграции с информационными системами ПАТ;
- возможность подключения выполненных по заказу клиента специальных модулей ПО для решения сопутствующих задач;

- низкая стоимость оборудования;
- минимальные затраты на эксплуатацию системы.

В структуру системы «ХНАДУ ТЭСА» входят:

- телематический сервер и его программное обеспечение;
- ПО телематического сервера VN-Complex™;
- ГИС телематического сервера;
- базовое ПО “Virtual mechanic” и “Service Fuel Eco “NTU-HADI-12”;
- абонентские терминалы.

Автомобили предприятий, пользующихся услугами системы «ХНАДУ ТЭСА», оснащаются высокоинтегрированными устройствами, такими например, как AVL - 75.

Отличительной особенностью системы «ХНАДУ ТЭСА» является отсутствие необходимости установки каждым клиентом специального ПО, сложного для обычного восприятия, в котором рядовые системы могут использовать электронные векторные многослойные карты местности и объёмные массивы необходимых данных (от VIN-номера автомобиля до параметра давления воздуха во впускном коллекторе мотора). Вся информация, подвергнутая квалифицированной обработке специалистами ХНАДУ, доступна клиентам через браузер в блоге – khnadu.com.

Кроме перечисленных возможностей транспортно-телематическая система «ХНАДУ ТЭСА» может быть интегрирована в структуру интеллектуальных транспортных систем.

## Литература

1. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку. Монографія / ДержавтотрансНДІпроект. За заг. ред. Редзюка А.М. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.
2. Кузнецов Е.С., Волгин А.П., Власов В.М. и др. Техническая эксплуатация автомобилей. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
3. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. – Российская автотранспортная энциклопедия. Т3. – М.: РОДИП, 2000. – 456 с.
4. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография. Донецк: Из-во «Ноулидж», 2013. – 398 с.
5. Волков В.П., Никонов О.Я., Волков Ю.В. Перспективы внедрения адаптивной системы ТО автомобилей. Материалы XX международной научно-техн. конф. «Транспорт, экология – устойчивое развитие». Болгария, Варна, 2014. – С. 156-161.

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tesa@khadi.kharkov.ua;

Грицук Ігор Валерійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, gritsuk\_iv@ukr.net,

Ушаков Андрій Леонідович, інженер.

## **ОСОБЛИВОСТІ ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПРОГРІВУ САЛОНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ В ПРОЦЕСІ ПЕРЕДПУСКОВОЇ І ПІСЛЯПУСКОВОЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ**

На кафедрі ТЕСА ХНАДУ був розроблений бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс для дослідження і оцінки прогріву транспортного двигуна (ТД) і салону транспортного засобу (ТЗ) під час пуску і прогріву. При цьому для ТД необхідно вимірювати наступні параметри (при зупиненому транспортному засобі і в процесі руху): швидкість транспортного засобу, частоту обертання, витрату палива, коефіцієнт надлишку повітря, температуру охолоджуючої рідини, температуру каталізатора, напругу на датчиках  $O_2$  каталізатора, абсолютне значення навантаження двигуна; тиск у впускному колекторі, температуру повітря на впуску напругу бортової мережі - зарядки акумулятора і живлення системи керування приладів, тощо, для системи прогріву (СП) з тепловим акумулятором (ТА) - температури теплоносіїв в ТА,  $t$ ,  $^{\circ}C$  ( $T$ ,  $K$ ), а для салону ТЗ - температури повітря (теплоносіїв) в різних зонах салону ТЗ,  $t_c$ ,  $^{\circ}C$  ( $T$ ,  $K$ ). Запропоновано забезпечити СП двигуна можливістю і засобами дистанційного інформування водія (оператора) відомостями про поточний стан температури теплоносіїв та відповідні процеси прогрівання ДВЗ, що здійснюються згідно спеціального алгоритму роботи СП двигуна. При цьому виконуються наступні функції: зчитування значень датчиків температури охолоджуючої рідини, порівняльний аналіз температурних характеристик з метою визначення стану теплоносіїв, відбувається керування системою прогріву, згідно з отриманою інформацією, а саме, здійснюється вибір режимів прогріву і відключення відповідних елементів СП в разі збільшення температур теплоносіїв вище встановленої норми.

Для того, щоб отримувати дистанційно під час пуску і прогріву двигуна ТЗ в режимі «*on-line*» необхідну інформацію про теплові процеси, запропоновано оснастити ТЗ *OBD* - сканером і трекером, а в плані функціональних доповнень, підключити необхідні датчики. За відсутністю *GPS* або *GSM* зв'язку трекер забезпечує фіксацію отриманих даних у свій власний накопичувач протягом усього періоду вимірювань, а потім при відновленні зв'язку передає їх на сервер. В якості датчика температури в СП двигуна використано цифровий термометр *DS18S20*. Значення вимірюваних параметрів відображаються на сервері і на будь-якому віддаленому комп'ютері.

Розроблена схема інформаційного обміну між елементами вимірювального комплексу для дистанційного дослідження роботи ДВЗ і

процесу прогріву салону ТЗ з СП й ТА в процесі пуску і прогріву. Дослідження передпускової підготовки, пуску і прогріву проводились на бензиновому двигуні G4FC (4Ч 7,7/8,54) автомобіля KIA CERATO 1,6 5MT, оснащеного системою комбінованого прогріву на основі теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід. Для дистанційного моніторингу параметрів робочих процесів АД і ТЗ в реальному часі в процесі дослідження була використана інтелектуальна діагностична система.

Загальна структура комплексу містить ТЗ з ДВЗ, систему прогріву двигуна з ТА, штатні датчики, датчики, що встановлені додатково для вимірювання параметрів ТЗ, ДВЗ, СП і салону ТЗ, лінії системи стандарту *OBD-II*, адаптер (сканер) *OBD-II*, контролер сканер-комунікатор (трекер), підключення до спряженого пристрою за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth*, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс (БІДК), *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу, *Web*-сервер, базу даних, необхідне програмне забезпечення, інтелектуальні програмні комплекси, а саме «Віртуальний механік «*HADI-12*»» і «*ServiceFuelEco «NTU-HADI-12*»», «*MonDiaFor «HADI-15*», оперативну інформацію, отриману з (через) *Internet*, *GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS* і (або) *GPRS*, учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ, автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі. Для полегшення формування і використання вимірювального комплексу ТЗ з ДВЗ, СП двигуна з ТА, датчики, лінії системи стандарту *OBD-II*, датчики, що встановлені додатково, утворюють сукупність внутрішніх мереж ТЗ - ВМ ТЗ.

Для здійснення означених функцій БІДК в процесі взаємодії зі своїми складовими елементами виконує властиві тільки йому функції. Обмін інформацією в комплексі здійснюється через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу, що дозволяє передавати як цифрові і відео -, так і голосові дані. БІДК є інтелектуальним пристроєм і може самостійно вирішувати задачі контролю технічних параметрів ТЗ в процесі руху. У пам'ять БІДК закладаються вихідні дані для роботи ПК, в тому числі і параметри ТЗ, ДВЗ, СП й ТА. Порівняння даних про місце розташування ТЗ і заданих критеріїв роботи дозволяє БІДК самостійно приймати рішення про інформування як водія, так і оператора автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі й учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ про відхилення заданих параметрів. При цьому для зручності оперативного управління здійснюється двосторонній зв'язок.

В результаті виконаної роботи обґрунтовано особливості структури сучасного інформаційно-вимірювального комплексу, який може використовуватись, за умови комплектування відповідними датчиками, для випробувань, досліджень і оцінювання різних параметрів при роботі двигунів внутрішнього згорання транспортних засобів з системою прогріву й тепловим акумулятором, а також стаціонарних енергетичних установок, в процесі пуску і прогріву, з можливістю дистанційної реєстрації і виводу отриманих результатів на віддалений комп'ютер в умовах інтелектуальних транспортних систем в процесі проведення експериментальних досліджень.

## КРАТКИЙ ОБЗОР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ WEB-ТЕХНОЛОГИЙ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Фактически каждый концерн внедряет в свою работу web-технологии. На ранних этапах это были наборы бумажных каталогов; на более поздних, с расширением модельного ряда и увеличением общего числа выпущенных автомобилей, возникла необходимость создания электронных баз данных (содержащих текстовую и графическую информацию) с каталогами запчастей, руководствами по ремонту и эксплуатации для каждой модели концерна.

В электронном каталоге предоставляется полная информация по запчастям и их оригинальным номерам, с помощью которых можно идентифицировать детали и комплектующие, их цены и т.п. Для работы с электронным каталогом запчастей необходимо указать марку интересующего автомобиля, затем его модель, год выпуска, а также модификацию (тип двигателя, его объем и тип трансмиссии). Для исключения ошибок выбора и конкретизации модели накладывается фильтр с использованием VIN-code (VehicleIdentificationNumber), но данная опция, как правило, имеется только у официального online каталога или же предоставляется за отдельную плату некоторыми коммерческими структурами.

Электронное руководство по ремонту и эксплуатации это подробная техническая документация, предназначенная для использования на станциях технического обслуживания, которая позволяет прояснить вопросы связанные с эксплуатацией, ремонтом или заменой некоторых изделий.

С развитием Internet пространства корпоративные электронные каталоги с наборов CD/DVD дисков «перешли» на специализированные online сервера. Дальнейший период бурного развития сети Internet способствовал появлению и развитию семейства альтернативных коммерческих и некоммерческих online каталогов. Между оригинальными корпоративными и альтернативными автомобильными каталогами существует принципиальное отличие. Оно состоит в том, что в оригинальных есть все детали по каждой актуальной модели автомобиля, а в остальных – только те запчасти и комплектующие, которые имеют определенный процент выхода из строя и пользуются определенным спросом.

В настоящее время возникает необходимость в изучении вопросов связанных с развитием web-технологий в автомобильной промышленности. Необходима систематизация разрозненной информации, пересмотр и усовершенствование программ обучения современных специалистов автомобильной промышленности, а также структуризации их знаний на стыке автомобилестроения, web-программирования и поисковой оптимизации *search engine optimization* (SEO). Причем, вопросы связанные с SEO-оптимизацией становятся все более актуальными.

## **ИНФОРМАЦИОННЫЕ И МАТЕРИАЛЬНЫЕ ПОТОКИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

Современная производственно-хозяйственная деятельность автотранспортных предприятий (АТП) характеризуется высокой динамичностью, связанной с постоянно изменяющимися потребностями рынка, ориентацией производства товаров и услуг на индивидуальные потребности клиентов, непрерывным совершенствованием технических возможностей и сильной конкуренцией, но при этом имеет место проблема сокращения непроизводительных затрат с ростом капитальных вложений на АТП. В подобных условиях особую актуальность приобретает теоретическое обоснование создания системы организации формирования материальных и информационных потоков в автохозяйствах на основе логистических концепций управления технологической подготовкой эксплуатации автотранспорта и решения методических и практических задач по реализации информационного обеспечения технического обслуживания (ТО) и ремонта транспортных средств.

В результате исследований сформированы модели движения материальных и информационных потоков, сформулированы принципы и методы организации материальных и информационных потоков, опробированы методы логистического анализа при ТО и ремонте транспортных средств в отдельно взятом АТП.

В качестве предмета исследования выбраны системные закономерности и взаимосвязи между существующими компонентами логистического обеспечения технологической подготовки эксплуатации автомобильного транспорта, теоретико-методические и практические аспекты организации материальных и информационных потоков в интегрированном пространстве отдельно взятого АТП.

В процессе исследований решались задачи:

- изучения форм интеграции материальных и информационных потоков в логистической цепи;
- формирования концепции организации потоковых процессов в логистической системе;
- разработки методов моделирования и синхронизации материальных и информационных потоков;

Установлено, что тесная взаимосвязь материальных и сопутствующих им информационных потоков обуславливает объективную необходимость создания единой системы их организации на АТП, интегрирующей отдельные процессы логистической цепи. Содержание концепции должно позволять:

- обеспечивать жесткий контроль за движением материальных и информационных потоков;

- выявлять «проблемные места» и найти решения существующих проблем;
- снизить издержки производства;
- персонифицировать ответственность за передвижение материальных и информационных потоков и их нерациональное использование в каждом звене цепочки поставок;
- повышать согласованность действий всех работников;
- увеличивать скорость движения потоков;
- повышать качество ТО и ремонта транспортных средств.

Предложены основные компоненты организации материальных и информационных потоков на АТП «Орион-Авто» учитывающие совокупность существующей на предприятии логистической цепи включающей принципы, процессы, функции, методы и формы. Выходной пример логистической автоматизации работ в виде форм заказ-нарядов и актов выполненных работ, формируемых с помощью компьютерной системы и представлен на рисунке 1.

**АКТ выполненных работ № \_\_\_\_\_ от 06 октября 2014г.**

<b>ЗАКАЗЧИК: ТДВ «Автомобилист»</b>					
<b>Автомобиль: Рута гос.№ ВЕ 85-39 АА</b>					
<b>Плательщик:</b>					
Принят	Вид ремонта ТР	Мастер			

**Выполненные работы по заказ – наряду**

№ п/п	Наименование работ	К-во	Ед. изм.	Норма час	Цена	Исполнитель
1	Колеса – с/у	6	час	1.80		Лазарев А. Рудой Н. Великород В.
2	Суппорт – с/у, включая замену колодок	2	час	2.00		
3	Ступица передняя – с/у, включая замену подшипников и сальников. А также регулировка и смазка	2	час	7.00		
4	Болт ступицы передней – заменить	5				

Рисунок 1. Образец акта выполненных работ по заказ-наряду.

### Литература

1. Сидоров И.И. Логистическая концепция управления предприятием / И.И. Сидоров. – СПб.: ДНТП общества «Знание», ИВЭСЭП, 2001. – 168 с.
2. Родионова В.Н., Федоркова Н.В. Управление материальными потоками в производстве: Учебное пособие / В.Н. Родионова, Н.В. Федоркова. – Воронеж, 1998. – 116 с.
3. Белоусова Ю.Г. Логистические принципы организации материальных и информационных потоков: учеб. пособие / Ю.Г. Белоусова, Т.В. Щеголева. - Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. – 129 с.
4. Модели и методы теории логистики: Учебное пособие / Под ред. В.С. Лукинского. – СПб., 2003. – 176 с.

Говорун Анатолій Григорович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, професор кафедри «Двигунів та теплотехніки», Київ  
Бугрик Олексій Вікторович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Двигунів та теплотехніки», e-mail: bugrik\_a@mail.ru

## **ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ РОЗШИРЕННЯ ПАЛИВНОЇ БАЗИ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Досвід по використанню альтернативних палив на автомобільному транспорті отриманий на кафедрі «Двигуни та теплотехніка» Національного транспортного університету (НТУ) вказує на те, що одним із оптимальних способів їх використання в двигунах колісних транспортних засобів (КТЗ) є адаптація фізико-хімічних властивостей біопалив до технічних вимог дизелів, які перебувають в експлуатації.

Будь-яке паливо нафтового походження є сумішшю вуглеводнів різних груп, до складу якого входять в різних пропорціях парафінові, нафтові, ароматичні та інші вуглеводні [1]. Такий підхід при виготовленні штатних палив забезпечує його необхідні фізико-хімічні характеристики (густина, кінематичну в'язкість, цетанове число, нижчу теплоту згорання та інше). Саме аналогічний підхід необхідно використовувати при виготовленні біопалив, що дозволить суттєво розширити сировинну базу для виробництва біодизельного палива використанням тваринних жирів, жирів свійської птиці і олій хімічно-модифікованих рослин.

Відповідно до ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот, олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги» [2] на сьогоднішній день обмежено об'ємний вміст біодизельного компонента у дизельному паливі до 7%.

Оптимізувати основні фізико-хімічні властивості біодизельних палив можна 3 способами:

- використанням композитних палив, які складаються із декількох складових кожна з яких забезпечує оптимізацію фізико-хімічних характеристик біодизельного палива;
- використанням регульованого підігріву біодизельного палива;
- використанням композитних палив і регульованого підігріву біопалива.

Одним із основних недоліків більшості біодизельних палив є те, що енергія яка виділяється при згорянні біопалив не набагато більше енергії, що витрачається на його виробництво. З точки зору енергетичної та економічної доцільності на сучасному етапі розвитку технології виробництва біодизельних палив і існуючої сировинної бази більш доцільно використовувати біопалива як добавки до штатного палива.

Найбільшу рентабельність мають біопалива, отримані з утилізованих рослинних олій та жирів, які повністю виконали свої продовольчі функції. Отримані біопалива з утилізованих рослинних олій та жирів мають енергетичну

та економічну рентабельність значно вище, ніж рентабельність штатних палив, що отримують з нафти.

Коефіцієнт енергетичної ефективності виробництва палив можна визначити за залежністю:

$$\eta_B = \frac{(h_H - h_B)}{h_H},$$

де  $h_H$  - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг;

$h_B$  - енерговитрати на виробництво 1 кг палива, МДж/кг.

Коефіцієнт енергетичної ефективності для:

- штатного дизельного палива:

$$\eta_B = 0,506;$$

- біодизельного палива, отриманого з сортів технічних олів:

$$\eta_B = 0,065;$$

- біодизельного палива, отриманого з утилізованих рослинних олій і тваринних жирів:

$$\eta_B = 0,934;$$

- суміш штатного і біодизельного палива у співвідношенні «80%/20%»:

$$\eta_B = 0,418;$$

- суміш штатного і біодизельного палива, отриманого з утилізованих рослинних олій у співвідношенні «80%/20%»:

$$\eta_B = 0,592.$$

Розрахунковими дослідженнями встановлено, що при роботі двигуна на сумішевому біодизельному паливі з використанням метилових ефірів жирних кислот, отриманих з утилізованих олів і жирів, можна отримати найвищий загальний коефіцієнт корисної дії двигуна з урахуванням витрат на виробництво.

### Література

1. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Уч. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1983 г. – 372 с.

2. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги.

Говорун А.Г. Улучшение энергетических и экологических показателей работы дизелей путем применения трех компонентных смесевых биодизельных топлив / А.Г. Говорун, М.В. Павловский // Вісник Севастопольського технічного університету. – 2011. – № 121. – с. 158 – 161.

Гребенников Александр Сергеевич, д.т.н., профессор Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., asg@sstu.ru

Гребенников Сергей Александрович, к.т.н., доцент Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

Куверин Игорь Юрьевич, к.т.н., доцент Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

Обельцев Алексей Сергеевич, инженер, аспирант Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

Гребенкин Роман Алексеевич, студент Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

## **ДИАГНОСТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ ПО ВНУТРИЦИКЛОВЫМ ИЗМЕНЕНИЯМ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ**

Реальные отклонения рабочих процессов в цилиндрах ДВС, характеризующиеся отличиями в эффективности сгорания рабочей смеси, значениях структурных параметров одноименных сопряжений КШМ и взаимосвязанных с ним механизмов автомобиля, приводят к дополнительной внутрицикловой неравномерности угловой скорости (ВНУС) коленчатого вала (КВ) и других вращающихся элементов трансмиссии, которая является источником информации об их техническом состоянии.

В общем случае флуктуация вращения КВ ДВС оценивается коэффициентом неравномерности  $\delta$  – отношением разности значений максимальной  $\omega_{max}$  и минимальной  $\omega_{min}$  угловых скоростей к среднему её значению за кинематический цикл [4]

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\bar{\omega}} \quad (1)$$

Сказанное также относится к вращающимся деталям тормозной системы, рулевого управления и, последовательно связанным с ДВС, элементам трансмиссии, ухудшение технического состояния которых приводит к увеличению ВНУС в их промежуточных сопряжениях и конечном элементе – ведущих колёсах [1, 2, 3].

К диагностическим показателям ВНУС вращающихся элементов автомобиля кроме коэффициента  $\delta$ , относят следующие значения, измеренные в интервале углов поворота, соответствующих циклу изменения крутящего момента на валу: экстремальных (минимальных  $\omega_{min}$  и максимальных  $\omega_{max}$ ) угловых скоростей и их фазовых положений  $\varphi_{\omega min}$ ,  $\varphi_{\omega max}$ ; амплитуд  $A_{\omega} = \omega_{max} - \omega_{min}$  и их отклонений  $\Delta\omega$ , например по отдельным цилиндрам двигателя; ускорений  $\varepsilon_{\omega}$ ,  $\varepsilon_p$  – соответственно на участках выбега и разгона угловой скорости; затраченной работы инерционными массами двигателя и элементами трансмиссии на участках выбега  $A_{\omega}$  или приобретенной на участках разгона  $A_p$  и их соотношения  $A_{\omega}/A_p$  [1, 2].

Использование показателей ВНУС позволило повысить точность и существенно расширить область применения динамического метода

диагностирования, разработанного в СибИМЭ [6, 7] для ДВС, суть которого состоит в анализе изменений межцилиндровых значений угловой скорости и ускорений КВ на неустановившемся режиме работы (НУР).

Именно за счет введения новых признаков функционального состояния ДВС, использования как неустановившихся, так и установившихся режимов испытания, стало возможным по показателям ВНУС (рис. 1) оценить техническое состояние наиболее важных элементов системы ДВС - трансмиссия, тормозной системы, рулевого управления и подвески автомобиля, повысить эффективность и адаптивность электронных систем управления ДВС (ЭСУД).

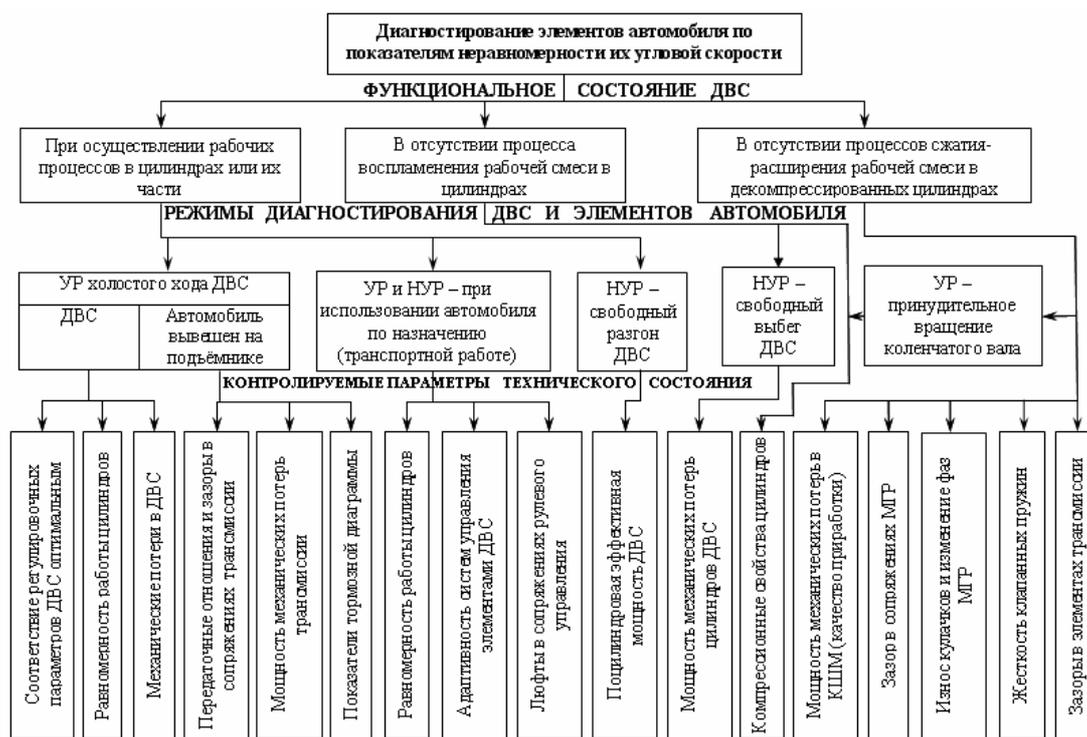


Рис. 1. Режимные признаки диагностирования элементов автомобиля по показателям ВНУС

Выбор функционального состояния ДВС (наличие или отсутствие рабочих процессов в конкретных цилиндрах) направлен на повышение чувствительности и информативности показателей ВНУСКВ при диагностировании и адаптивном управлении системами ДВС [1, 2].

При оценке качества организации рабочего процесса, управлении им с целью его оптимизации, а также определении технического состояния систем питания, зажигания, МГР, испытания проводят при наличии процессов сгорания рабочей смеси в цилиндрах, как в процессе выполнения автомобилем транспортной работы, так и путём использования диагностических тестовых воздействий. При этом на любом режиме работы ДВС интегральным показателем его эффективности является коэффициент  $\delta$  ВНУСКВ; он же отвечает требованию критерия оптимальности в адаптивных системах управления фазами газораспределения ДВС углом опережения и объёмом

цикловой подачи топлива в цилиндры [2].

При оптимальных и равномерных рабочих процессах в цилиндрах двигателя коэффициент  $\delta$  имеет минимально возможную величину для сложившегося в процессе эксплуатации технического состояния ДВС, поскольку характер изменения крутящего момента и ВНУСКВ в пределах углов поворота, соответствующих рабочим тактам всех цилиндров, будет близок к идентичному.

При нарушенных значениях регулировочных параметров элементов ДВС, когда коэффициент  $\delta$  превышает нормативы, конкретизация «отстающего» цилиндра осуществляется по значениям  $A_{\omega}$  колебаний УС в пределах углов поворота КВ, соответствующих рабочим тактам цилиндров.

При диагностировании нерегулируемых параметров технического состояния одноименных элементов ДВС (герметичности надпоршневых пространств цилиндров, зазоров в сопряжениях КШМ, ЦПГ, МГР) предпочтительней второй вариант - испытание в отсутствие сгорания рабочей смеси в цилиндрах двигателя. При этом используются режимы прокрутки КВ стартером или выбега ДВС путем выключения подачи топлива (зажигания) во все или отдельные его цилиндры. Диагностическим параметром компрессионных свойств цилиндров при этом являются работа сил инерции  $A_p$  на участках нарастания угловой скорости в угловых интервалах, соответствующих тактам расширения в конкретных цилиндрах

$$A_p = J \frac{(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)}{2}. \quad (2)$$

Определение технического состояния элементов МГР осуществляют при декомпрессированных цилиндрах в режиме прокрутки КВ стартером или работе ДВС на одном цилиндре [2]. В качестве оценочных диагностических показателей состояния элементов МГР служат отклонения экстремальных значений УС  $\Delta\omega_{\max}$ ,  $\Delta\omega_{\min}$  и их фазовых положений  $\Delta\varphi_{\omega\max}$ ,  $\Delta\varphi_{\omega\min}$  относительно ВМТ, которые сравниваются с нормативными.

Эффективную мощность и мощность механических потерь ДВС определяют динамическим методом с ответственю на режимах разгона при полной подаче топлива и свободного выбега [2, 6, 7] - по значениям ускорений на участках разгона  $\varepsilon_p$  или выбега  $\varepsilon_b$  в пределах нескольких циклов работы ДВС в нормативном диапазоне УСКВ. При отрицательных значениях, причину конкретизируют определением показателей ВНУСКВ на УР работы ДВС при последовательном отключении одного из цилиндров.

Диагностирование трансмиссии и тормозной системы осуществляется при вывешенном на подъёмнике автомобиле с установкой на сочленениях карданного вала и колёсах датчиков угловых перемещений. Теоретической основой способов их диагностирования также служит уравнения динамики (принцип Даламбера) автомобиля с учетом диссипативных характеристик элементов трансмиссии, представленных на рис. 2.

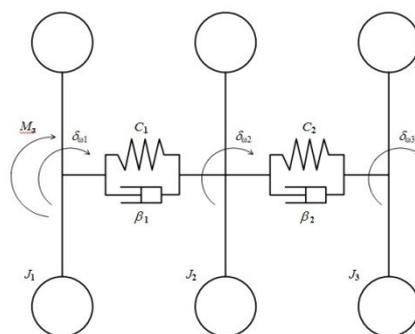


Рис. 2. Эквивалентная динамическая модель системы «ДВС - трансмиссия» автомобиля ГАЗель-322132:

$M_d$  – переменный по углу поворота КВ момент двигателя;  $J_1 = 0,32$ ,  $J_2 = 0,23$  и  $J_3 = 16,5$  – моменты инерции соответственно двигателя, трансмиссии и ведущих колес, кг·м<sup>2</sup>;  $C_1 = 2400$  и  $C_2 = 753000$  – жесткости связей двигателя с трансмиссией и трансмиссии с ведущими колесами, Н·м/рад;  $\beta_1 = 8$ ,  $\beta_2 = 14$  – коэффициенты демпфирования крутильных колебаний, Н·с·м/рад;  $\delta_{\omega_1}$ ,  $\delta_{\omega_2}$  и  $\delta_{\omega_3}$  – значения коэффициентов неравномерности УС вращения соответственно двигателя, трансмиссии и ведущих колес

При диагностировании элементов трансмиссии, вывешенные ведущие колеса одной стороны автомобиля фиксируются в неподвижном состоянии, а её прокручивание осуществляется двигателем. Об общем техническом состоянии трансмиссии судят по значениям мощности механических потерь и суммарного углового зазора в её сопряжениях. Мощность механических потерь

$$N_m = J_{\Sigma} \cdot \ddot{\varphi}_k \cdot \frac{\omega_k - \omega_n}{\tau}, \quad (3)$$

где  $J_{\Sigma} = J_1 + J_2 + J_3$  – сумма приведенных моментов инерции вращающихся масс

ДВС, трансмиссии и вращающихся колёс (рис. 2);  $\omega_n$ ,  $\omega_k$  - мгновенные значения УС в начале и конце одного (двух) полных оборотов выбега колеса за время  $\tau$ .

Суммарный зазор в трансмиссии определяется по разности значений полного поворота ведущего колеса (360°) и приведенного к нему угла поворота КВ (с учетом передаточного числа трансмиссии).

При отрицательном результате поэлементное диагностирование трансмиссии осуществляется в режиме прокручивания системы «ДВС - трансмиссия» от ДВС при его работе на УР в диапазоне средней УСКВ  $\varpi = 90 \dots 100$  рад/с, или стартером. Диагноз осуществляют по значениям коэффициентов неравномерности ( $\delta_{\omega_1}$ ,  $\delta_{\omega_2}$  и  $\delta_{\omega_3}$  – см. рис. 2) и фазовых сдвигов экстремумов УС в последовательно соединенных сопряжениях трансмиссии, которые сравниваются с номинальными. Считаем, что коэффициенты

демпфирования элементов трансмиссии  $\beta_1$  и  $\beta_2$  (рис. 2) на холостом ходу её прокрутки от ДВС или стартера близки к нулю.

Суммарный зазор в трансмиссии определяется по разности значений приведенных углов поворота ведущего колеса и коленчатого вала, с учетом передаточного числа трансмиссии.

Диагностирование тормозной системы ведущих колес осуществляется при их вращении от ДВС с линейной скоростью 60 или 90 км/ч (в зависимости от инерционных масс колёс) - путём однократного нормированного по усилию и темпу нажатия на педаль управления рабочим тормозом с помощью автоматического устройства – «пневмоноги». Вращение ведомых колес автомобиля осуществляется от мобильного приводного устройства.

В качестве диагностических параметров используются значения времени запаздывания и срабатывания привода тормозной системы; неравномерности замедления и угла поворота каждого из колёс в процессе торможения. Основное преимущество данного способа – отсутствие влияния на результаты диагностирования сил сцепления в контакте шин колёс с опорной поверхностью роликов тормозного стенда или дороги.

Техническое состояние рулевого управления и углов установки управляемых колёс оценивается по значениям неравномерности углов и угловой скорости перемещений рулевого колеса относительно его нейтрального положения при движении автомобиля по прямолинейному участку дороги или роликам стенда.

Для измерения внутрицикловых мгновенных значений УСКВ ДВС и других вращающихся деталей автомобиля разработано цифровое электронное устройство с датчиком угловых перемещений ВЕ-178А (ЛиР-158Б). Для диагностирования трансмиссии, тормозной системы и рулевого управления разработаны легкосъёмные специальные датчики. Метрологические свойства устройства (абсолютная погрешность менее 0,01 рад/с, дискретность шага измерений  $\Delta\omega < 1\epsilon$ , отличие скоростного режима ДВС от нормативного его значения в момент измерений по  $\omega$  не более  $\pm 1$  рад/с) позволяют определить диагностические параметры с необходимой точностью.

Представленная методология диагностирования систем и механизмов автомобиля по показателям ВНУС вращающихся его элементов обоснована теоретическими и экспериментальными исследованиями авторов с учетом известных работ в данной области [3, 5, 6...8], а её эффективность обеспечивается высокой помехоустойчивостью и информативностью измеряемого параметра - УС, многофункциональностью использования, оперативностью и малой стоимостью практической реализации.

## Литература

1. Гребенников А. С. Методология диагностирования и адаптивного управления техническим состоянием элементов автомобиля по показателям внутрицикловых изменений угловой скорости вращающихся деталей / А.С.

Гребенников, С.А. Гребенников Гребенников, И.Ю. Куверин, А.В. Никитин, А.С. Обельцев // Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля: Сб. тезисов по матер. Междунар. научн.-практ. конф. (ХНАДУ, 15-16 октября 2014 г) – Харьков: ТОВ «Видавництво «Форт». 2014. – С. 218-220.

2. Гребенников А. С. Диагностирование автотракторных двигателей динамическим методом /А. С. Гребенников.– Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2002. – 196 с.

3. Девянин С.Н. Неравномерность крутящего момента ДВС и тяговые качества мобильной машины/ С.Н.Девянин, А.А.Савастенко, И.А.Никишин //Автомобильная промышленность, 2010, №6. – С.5-8.

4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

5. Румянцев П.Г., Черняк Б.Я. Расчет неравномерности вращения коленчатого вала двигателя с учетом упругости трансмиссии// Двигателестроение. 1986. №4. - С. 18-20.

6. Савченко О.Ф. Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей / О.Ф. Савченко, И.П. Добролюбов, В.В. Альт, С.Н. Ольшевский // РАСХН. Сиб. отд-ние СибФТИ. – Новосибирск. 2006. – 272 с.

7. Техническое обеспечение измерительных экспертных систем машин и механизмов в АПК / В.В. Альт, И.П. Добролюбов, О.Ф. Савченко, С.Н. Ольшевский // Под ред. В.В.Альта; Россельхозакадемия, Сиб. регион. отд-ние, ГНУ СибФТИ. – Новосибирск. 2013. – 523 с.

8. Шаповалов В.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Вестник машиностроения, 2009. №5.– С.49 – 57.

Григорова Тетяна Михайлівна, к.т.н., доцент, Військова академія (м. Одеса)

Буряченко Іван Сергійович, магістрант, Військова академія (м.Одеса),  
[BuriachenkoIvanSerg@yandex.ua](mailto:BuriachenkoIvanSerg@yandex.ua)

## **УРАХУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ З МЕТОЮ ЗБЕРІГАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ**

Актуальним у технічній політиці Збройних сил України залишається завдання, що до підтримання на нормативному рівні показників експлуатаційної надійності озброєння та військової техніки, з одночасним скороченням матеріальних, трудових та фінансових витрат. Відомо, що головною умовою виступає раціональна форма організації і виконання технічного обслуговування і ремонту військової техніки, яка науково обґрунтована. Але необхідно звернути увагу не на наслідки, у вигляді

технічного стану, а на умови виникнення. Відомо, що автомобіль є складною технічною системою, що призначена для здійснення транспортної діяльності і характеризується безліччю параметрів, що і визначають його технічні і експлуатаційні показники. Всі елементи автомобіля (агрегати, вузли, механізми, деталі) мають різні характеристики стійкості до втрати працездатного стану, на які впливають, як внутрішні конструктивні чинники, залежні від призначення і властивостей елемента, так і сукупність зовнішніх чинників, визначуваних, як умови експлуатації автомобіля. Працездатність військового автомобіля визначається його технічним станом. Технічний стан є сукупністю властивостей об'єкту, що змінюються в процесі експлуатації, характеризуються в певний момент ознаками, встановленими технічною документацією. Технічний стан автомобіля, визначається кількісними показниками конструктивних параметрів :  $y_1, y_2, \dots, y_i$  . В процесі роботи автомобіля його технічний стан, як відомо, змінюється від початкових  $y_i$ , які відповідають новому виробу, до граничнодопустимих  $y_{пд}$  , а потім і до граничних  $y_{гр}$  параметрів, при яких подальше застосування за призначенням неприпустимо або недоцільно. Якщо виріб задовольняє вимогам нормативно-технічної документації за всіма показниками, то автомобіль вважається справним. Якщо параметри виробу, що характеризують його здатність виконувати задані функції, відповідають встановленим нормативно-технічною документацією вимогам, то автомобіль вважається працездатним. У випадку, якщо експлуатувати автомобіль до граничного стану , наступить відмова.

Метою роботи є дослідження показників експлуатаційних властивостей автомобільних базових шасі в залежності від дорожніх умов, дорожньої обстановки та стану покриття дороги, які і впливають безпосередньо на технічний стан і прогнозування швидкості руху військової техніки по існуючій мережі автомобільних доріг для забезпечення більш швидкого виконання задачі з доставки вантажів чи особового складу до місця призначення.

Вирішення проблеми здійснюється за рахунок довгострокового прогнозування розрахункових характеристик автомобільних доріг, що можливо шляхом розгляду еволюції характеристик взаємодії компонентів системи «людина – автомобіль – дорога – приземний простір» для розширення мережі автомобільних доріг та покращення дорожніх умов руху військової техніки при виконанні бойових задач. Система «людина – автомобіль – дорога – приземний простір» (ЛАДП) зберігає відношення характерне для системи «суб'єкт праці – знаряддя праці – предмет праці» [2]. Суб'єктом праці є людина, знаряддя праці – підсистема «автомобіль-дорога», предметом праці – приземний простір, координати якого перетворюються в транспортному процесі. Пусковою частиною системи є людина. Автомобіль і дорога – це посередники між людиною і приземним простором, що дають значну прибавку до швидкісних і силових можливостей людини при транспортуванні людей і вантажів. Вони є продуктом направлено перетворення природи ведеться за шляхом її асиміляції людиною, оскільки в автомобіль і дорогу

вкладено самелюдські, в них відображені і відтворені сили людини. Особисті дії людини продовжуються в функціонуванні автомобіля і дороги, проводяться через них. На рівні дії людина об'єднується з автомобілем і дорогою в єдине ціле. В результаті такого об'єднання людина на суб'єктивному рівні стає водієм. Також враховується параметр категорійності доріг та типи покриття.

В роботі враховано такий показник, як швидкість, щорозглядається для прогнозування в моделі руху окремих автомобілів. Для оцінки швидкостей руху в тому числі і військових автомобілів широко використовується рівняння руху.

В результаті дослідження запропоновано модель збереження технічного стану автомобіля з моменту експлуатації до досягнення граничного стану з урахуванням дорожніх умов (категорії дороги, типу покриття та інш.), що дозволить підвищити ресурс в цілому та забезпечити необхідний рівень надійності військової техніки.

### Література

1. Алексеев Ю. Г. Люди и автомобили / Ю. Г. Алексеев. – М.: Патриот, 1990. – 190 с.
2. Григорова Т. М. Прогнозирование расчетных характеристик для проектирования и эксплуатации автомобильных дорог. – Херсон: Изд. «Надднепряночка», 2006. – 192 с.
3. Споруди транспорту. Автомобільні дороги. ДБН В.2.3 – 4–2000. – Київ: Держбуд України, 2000. – 117 с.
4. Сильянов В. В. Транспортно – эксплуатационные качества автомобильных дорог / В. В. Сильянов. – М.: Транспорт. – 287 с.

Умови розвитку автомобільного транспорту. [Електронний ресурс] – Режим доступу – <http://www.autogallery.org.ru/>

Грицук Ігор Валерійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [griksuk\\_iv@ukr.net](mailto:griksuk_iv@ukr.net)

### **ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРИ ІНФОРМАЦІЙНОГО ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ МОНІТОРИНГУ, ДІАГНОСТУВАННЯ І ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УМОВАХ ITS**

В інформаційній системі моніторингу, діагностування і прогнозування (МДП) технічного стану транспортного засобу (ТЗ) в умовах ITS формування та передача інформації відбувається на основі роботи мікроконтролерів системи керування ТЗ, оснащеного широким арсеналом комунікаційних розширень, що дозволяють збирати дані датчиків, частково обробляти результати вимірювань, видавати діагностичні повідомлення і передавати інформацію через порти OBD-II.

Актуальність дослідження полягає в попередженні відмов двигуна і транспортного засобу в цілому. Тому особливе значення має оперативний і достовірний моніторинг параметрів стану ТЗ і виявлення виникаючих несправностей, в тому числі і за якісними ознаками. Враховуючи, що несправність, як правило, є причиною багатьох факторів і проявляється спільно з іншими несправностями, використовують розгалужені схеми алгоритмів і ведуть пошук окремої несправності шляхом послідовної перевірки елементів двигуна, застосовуючи табличний метод, алгоритми та експертні системи. Всі отримані дані є вихідними для інформаційної системи.

Для функціонування інформаційного програмного комплексу (ІПК) в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту «ХНАДУ-ТЕСА» розроблений бортовий інформаційний програмно-діагностичний комплекс (БІПДК), який може бути успішно інтегрований у будь-яку *ITS*, тобто він здатний вирішувати її традиційні завдання. Однак його основне призначення – моніторинг, діагностування і контроль параметрів робочих процесів двигуна і ТЗ в умовах експлуатації. Технічними засобами комплексу є: діагностичний сканер, планшет або смартфон, що встановлені в кабіні водія з наявністю необхідного програмного забезпечення.

При формуванні структури інформаційного програмного комплексу прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах *ITS*, для проведення формалізації основних процесів скористалися методологією проектування SADT. У відповідності з розробленою моделлю, вихідними даними для проведення МДП стану двигуна і ТЗ є інформація, що отримана через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу безпосередньо з ТЗ через *Web*-сервер віртуального підприємства до ІПК «*MonDiaFor (monitoring, diagnosis, forecasting technical condition of the vehicle under ITS) «HADI-15»*» (рис. 1).

Основними етапами обробки інформації в ІПК (рис. 1), для яких розроблені алгоритми роботи і розроблено відповідне програмне забезпечення, є: збирання даних про двигун і ТЗ в умовах експлуатації, визначення граничних характеристик (мінімальне і максимальне відхилення параметрів від визначеного середнього) в файлах звіту про параметри стану ТЗ на основі інформації про структуру статистичних характеристик моделі з найменшим значенням суми квадратів відхилень, отримання оптимальної моделі для часового тренду у вигляді масиву структур “модель - статистичні характеристики” на основі лінійної, експоненціальної, логарифмічної і поліноміальної (при зміні ступенів) апроксимації відповідних залежностей параметрів файлів звіту, отримання прогнозу стану ТЗ на відповідний прогнозний час, визначення параметра стану ТЗ з найменшим значенням прогнозного часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі, діагностування стану двигуна і ТЗ і перевірка відповідності стану на основі проведеного моніторингу і прогнозування стану ТЗ.

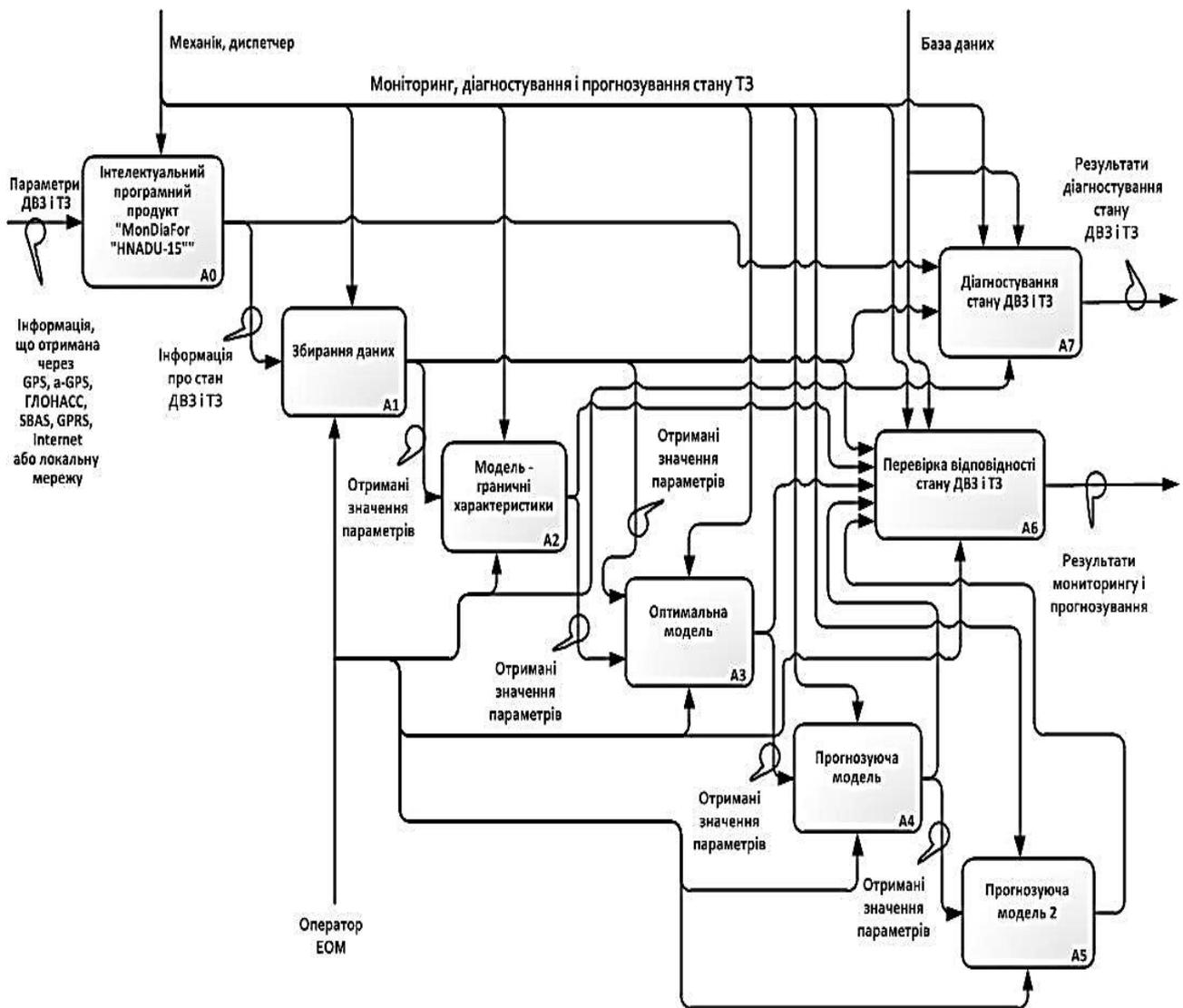


Рисунок 1 - Структурована інформаційна модель

Інформаційне забезпечення системи МДП технічного стану ТЗ в умовах *ITS* складається з двох основних частин і має адресну спрямованість, а саме програмного забезпечення загального призначення і спеціального програмного забезпечення, що виконує збір, зберігання та обробку інформації ДВЗ і ТЗ.

Дацюк Максим Юрійович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),  
(096)5288057

## МЕТОД БАГАТОФАКТОРНОГО ПОРІВНЯННЯ ЯКОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Найдосконалішою системою ТО і ремонту автомобілів слід вважати таку, якнайповніше забезпечує взаємодію процесів зміни технічного стану автомобільної техніки (тобто процесів зміни діагностичних параметрів) і процесів відновлення. Класичним прикладом такої системи можуть бути обслуговування і ремонт автомобільної техніки за технічним станом. Технічне

обслуговування автомобілів за технічним станом називається планово-запобіжним. Періодичність і обсяг робіт технічної діагностики планують відповідно до ТО яке буде проводитись. Запобіжний характер їх забезпечується постійним спостереженням за надійністю і технічним станом автомобілів з метою своєчасного виявлення відмови техніки. Принцип запобігання відмов і несправностей є основним. З цією метою широко можна використовувати призначення попереджувальних допусків. Попереджувальний допуск – це сукупність значень параметрів між граничним і передвідмовним рівнями. Вихід параметра за граничний стан означає відмову, досягнення передвідмовного рівня – потребує здійснення профілактичних заходів.

Можливі два варіанти ТО і ремонту автомобілів за технічним станом: з контролем рівня надійності елементів автомобіля; з контролем параметрів агрегатів. При ТО і ремонті автомобілів за технічним станом з контролем рівня надійності елементів автомобіля елементи рухомого складу експлуатують без обмеження ресурсу до відмови. Фактичний рівень надійності елементів автомобіля (наприклад, параметр потоку відмов) не повинен перевищувати встановленого верхнього статистичного рівня. У разі перевищення цього рівня за інших однакових умов для певних елементів автомобіля останній направляють на обслуговування або ремонт; тимчасово визначають міжремонтний ресурс, який розглядають як сигнал про необхідність підвищення надійності цих елементів автомобіля. Щоб застосувати цей метод, треба чітко організувати систему збирання та обробки інформації про відмови й несправності елементів автомобілів у військовій частині. При ТО і ремонті автомобілів за технічним станом з контролем параметрів агрегатів після відпрацювання встановленого ресурсу передбачаються неперервний або періодичний контроль і зміна параметрів, які визначають технічний стан тих чи інших агрегатів. За результатами контролю приймають рішення про продовження експлуатації автомобіля до наступної перевірки. Зміна функціональних і діагностичних параметрів агрегатів проводиться з певною періодичністю в русі та при виконанні ТО та ремонту автомобіля.

Для того, щоб забезпечити технічну експлуатацію автомобільної техніки в справному та працездатному стані доцільно було включити додатковий пункт технічної діагностики у парку військової частини. Крім того, з технікою яка виконує завдання, проводяться певні роботи по обслуговуванню. Для того, щоб зменшити затрати часу на виконання певних робіт з обслуговування перед виїздом з парку рекомендують створити пункт технічної діагностики автомобільної техніки. На пункті технічної діагностики автомобільної техніки доцільно розмістити стенд для перевірки гальмівної системи, стенд для перевірки кутів установки коліс, підйомник, прилад для перевірки світла фар, оглядову канаву. Тобто окремі діагностичні роботи, що забезпечують безпеку руху автомобільної техніки.

Пункт технічного діагностування автомобілів містить необхідне обладнання для виконання робіт: стенд для перевірки кутів установки коліс; підйомник; стелаж; стенд для перевірки гальмівної системи автомобіля; прибор

для перевірки світла фар; пульт управління гальмівним стендом; шафа для приборів та інструментів.

Пост діагностики забезпечить швидке і просте діагностування автомобілів, які вибувають із частини на виконання поставлених завдань. А також при поверненні автомобілів у військову частину після ЩТО швидким діагностуванням перевіряють справність техніки та відправляють її у підрозділ.

Представлений пункт діагностування забезпечить підтримання технічного стану автомобілів в справному стані. Тим самим відмови елементів автомобіля зменшуються через те, що їх можна виявити завчасно й уникнути несправностей, які надалі призведуть до більш значних поломок і відмов транспортних засобів. Тому, що гальмівній системі та рульовому механізму необхідно приділяти більше уваги, щоб уникнути дорожньо-транспортних пригод автомобільної техніки. Система експлуатації буде проводитись краще тому, що вихід з ладу елементів автомобільної техніки та відмов зменшиться.

Розроблена методика багатofакторної оцінки системи експлуатації спрощує процес оцінки технічного стану, а саме, системи експлуатації автомобільної техніки військової частини. Запропоновано методику порівняння систем експлуатації підрозділів шляхом монотонного графо-аналітичного зведення сукупності суттєвих показників суттєвого фізики-технічного змісту системи до єдиного інтегрального. Застосування методики показано на прикладі підрозділів військової частини.

Для того щоб здійснити оцінку системи експлуатації, необхідно вибрати такі показники якості, які характеризують технічний стан, а саме, технічну експлуатацію підрозділу або частини за чотирма показниками якості. Після вибору основних показників потрібно зробити декілька етапів отримання інтегральної оцінки системи експлуатації автомобільної техніки військової частини. Для порівняння системи експлуатації вибираємо чотири підрозділи військової частини й оцінюється за вибраними параметрами: середній час напрацювання на відмову; витрати запасних елементів; середній час відновлення автомобілів; залишковий ресурс до капітального ремонту. Результати порівняння якості експлуатації автомобільної техніки у підрозділах військової частини використовуються протягом поточного року.

## К ВОПРОСУ О ЕЗДОВЫХ СВОЙСТВАХ АВТОМОБИЛЕЙ И ПРИЗНАКАХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ (АКП)

Известно, что к преимуществам автоматических трансмиссий относится неразрывность потока мощности от двигателя к колёсам. Для технической реализации такого принципа в трансмиссиях с конечным числом диапазонов при перемене передач неизбежны решения, когда в непродолжительный период времени включены обе передачи, а крутящий момент передаётся за счёт управляемого скольжения в муфтах, включающих-выключающих передачи. Управляемое скольжение реализуется модулируемым осевым давлением в многодисковых муфтах, причём это изменяемое по определённому закону осевое давление задаётся программно электроникой. В контуры управления и исполнительных устройств вовлечены многие компоненты, техническое состояние которых отражается на ездовых свойствах автомобиля. Типичными неисправностями таких трансмиссий являются дёргания и удары в момент переключения передач. Причинами такого поведения автомобиля являются значительный общий износ фрикционных дисков и тормозов [1,2], наблюдаемый у автомобилей со значительным пробегом. Однако практика показывает, что есть и другие причины, особенно в тех случаях, когда эти явления проявляются не на всех передачах. По нашим наблюдениям за выборкой более чем из ста АКП, такие дефекты случаются уже через 14 месяцев эксплуатации автомобиля, начиная от пробега 37 тыс.км. За четыре года наблюдений в сервисе побывали свыше 8 процентов АКП с названными дефектами.

Причины дёрганий и ударов в момент переключения передач заключаются в нарушении характеристик переключения, рис.1.

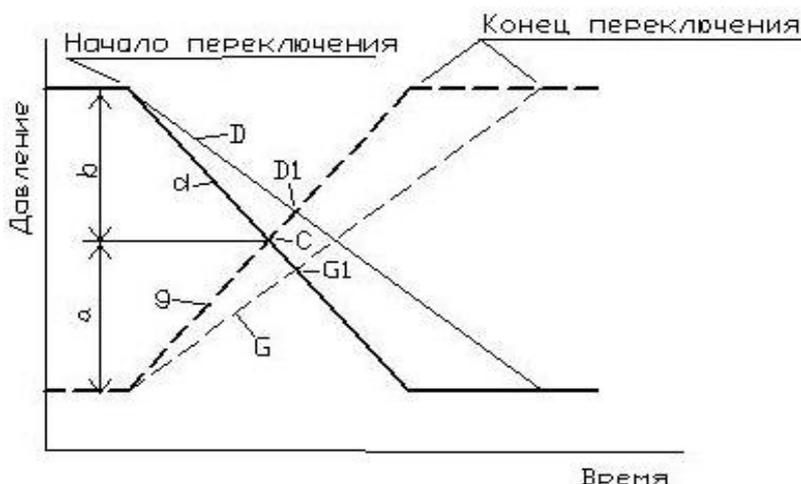


Рисунок 1- Схема процесса переключения передач

На рисунке:  $t.C$  – точка пересечения линий давления при штатном переключении;  $d, g$  - линии давления при штатном переключении; линии  $D, G$ , точки  $D1, G1$  - параметры нештатного переключения. К основному требованию правильной характеристики переключения относится равенство отрезков  $a, b$ . В этом случае переключение передач происходит плавно и сопровождается приблизительно одинаковым скольжением муфт в сопряжённых передачах. Законы изменения давления жидкости в исполнительных гидроцилиндрах задаются модулирующими клапанами, управляемыми электронным блоком через широтно-импульсную модуляцию питающего тока. Наклон кривых, определяющий время переключения, не остаётся постоянным и изменяется с изменением скорости автомобиля, частотой вращения вала двигателя, температуры масла, техническим состоянием клапанов. Принципиальным является программный принцип формирования характеристики переключения, не предусматривающий наличия обратной связи. Это означает, что на борту отсутствуют средства для контроля характеристики переключения. Мест для присоединения датчиков давления на блоке клапанов также не предусмотрено. Это определяет существенные трудности при диагностике АКП и повышает значимость внешних проявлений (симптомов) неисправностей при испытаниях на дороге.

При неисправностях клапанов как электрических, так и механических, интенсивность изменения давления в управляемом контуре уменьшается и пересечение характеристик может быть как выше, так и ниже  $t. C$ . Электрические неисправности клапанов – обрыв цепи питания или короткое замыкание – локализуются на начальных этапах бортовой диагностики. Механические дефекты электронными методами не диагностируются, поскольку отсутствуют электрические эквиваленты их симптомов. Производители АКП при ремонте обычно не предусматривают замены отдельных клапанов и рекомендуют к замене весь блок клапанов. Учитывая прецизионный характер используемых там компонентов, становятся ясными причины дороговизны такого вида ремонта. Однако при наличии ремонтного фонда в СТО появляется возможность ремонта блока путём замены отдельных клапанов. При этом для локализации механических неисправностей необходимо воспользоваться свойством неисправного клапана уменьшать коэффициент расхода из-за загрязнения, износа, перекоса или подклинивания якоря. Здесь следует также помнить, что неисправности по-разному проявляются во включаемой и выключаемой передаче. Кроме того, при анализе следует учитывать характеристику самого клапана, а именно: у клапана с положительной характеристикой коэффициент расхода линейно растёт с увеличением управляющего тока, а при отрицательной – так же линейно уменьшается.

### Литература

1. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Инструкция по эксплуатации, диагностике, обслуживанию / Харитонов С.А., Сологуб С.А., Нагайцев М.В. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 78с.

Добреля Олексій Васильович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),  
(067)8409693, oleksiidobrelia@gmail.com

## МЕТОД БАГАТОФАКТОРНОГО ВІЙСЬКОВО-ТЕХНІЧНОГО ПОРІВНЯННЯ БАГАТОВІСНИХ ТЯГАЧІВ

Актуальність теми роботи визначає, по перше, необхідність прийняття на практиці відповідних обґрунтованих рішень щодо розроблення або застосування багатовісних тягачів, по-друге, відсутність відповідних методів й ефективних методик для узагальненого об'єктивного порівняння альтернативних варіантів конкуруючих зразків важкої автомобільної техніки, а саме, військових багатовісних тягачів, навіть у випадку, коли окремі суттєві військово-технічні показники їх якості є суперечливими.

Завдання порівняння цієї автомобільної техніки за інтегральним показником, який завжди характеризується множиною окремих військово-технічних показників, відноситься, як правило, до класу погано визначених багатокритерійних задач, тому що ці показники не піддаються точному обчисленню, залежать від множини випадкових і невизначених факторів.

Метод, що пропонується, реалізується на основі моделі для кількісної оцінки узагальненого показника якості важких військових багатовісних тягачів за сукупністю їх суттєвих 16-ті модифікованих і нормованих окремих показників якості кожного зразка. Він є також інструментом багатofакторного порівняння різних технічних об'єктів.

Під час порівняння технічних об'єктів важко уникнути прийомів зведення багатокритерійної задачі порівняння зразків автомобілів до однокритерійної.

Чисельні публікації, методи, моделі та методики, що дають можливість приймати узгоджене рішення під час порівняння деяких об'єктів або зразків за множиною показників їх якості, тобто методи розв'язання багатокритерійних задач, на жаль відрізняються недоліками: занадто великою складністю їх практичного застосування або великою суб'єктивністю одержання інтегральної оцінки якості кожного зразку із сукупності альтернативних.

Основною задачею є розробка більш простого графоаналітичного метода на основі модифікації та нормування показників-параметрів зразків на основі монотонного графічного перетворення сукупності великої множини цих суттєвих параметрів, які всебічно характеризують альтернативні зразки.

Узагальнений показник якісних можливостей кожного зразку автомобільної техніки можливо характеризувати за такими вибраними *окремими параметрами-показниками якості*, наприклад: потужність двигуна; максимальна швидкість; ресурс до капітального ремонту; контрольний розхід пального; радіус повороту; максимальне тягове зусилля; глибина долаемого броду; ємність паливного баку; максимальний долаємий підйом і т. ін.

Метод містить декілька етапів одержання інтегральної оцінки альтернатив, що порівнюються у вигляді наступного переліку дій її користувача.

**Етап-1.** Показники якості необхідно об'єднати, наприклад, в одну групу з чотирьох параметрів.

**Етап-2.** Доцільно модифікувати параметри-показники якості у випадку, якщо частина цієї сукупності показників характеризує, так звану, «негативну» якість. Для зручності рішення задачі порівняння будь-якого та альтернативного зразків, доцільно звести усі показники до одного «знаку якості», шляхом подальшого використання величин, так званих, «позитивних» показників, що стають оберненими величинам негативних показників цієї сукупності. Зрозуміло, що показники, які виявляються таким чином модифікованими, повинні отримати інші назви, згідно відповідної суті нового фізичного позначення цих показників.

**Етап-3.** Необхідно сформуувати еталонну сукупність показників якості, тобто сукупності деякого еталонного зразка. Вона складається з показників найбільш високого рівню в сукупності величин показників кожного із зразків, що порівнюються.

**Етап-4.** Далі необхідно здійснити нормування всіх показників якості підрозділів величиною, яка дорівнює модулю радіуса-вектору кількісного значення конкретного показника-параметра  $i$ -го зразка і відповідного конкретного показника-параметра еталонного зразка. Цей модуль для першого параметра  $i$ -го зразка дорівнює:  $A_{1i} = \sqrt{L_{1i}^2 + L_{1e}^2}$ .

**Етап-5.** Потрібно ранжувати параметри (22). Ці параметри,  $X_1^{(i)} \dots X_4^{(i)}$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ), доцільно узгоджено ранжувати за важливістю шляхом експертного опитування.

**Етап-6.** Створити із 16 параметрів кожного із альтернативних зразків і еталонного зразка чотири однорідних (за військово-технічним змістом) групи і нанести величини параметрів відповідних груп на сторони відповідних квадратів. Кожній групі із чотирьох параметрів доцільно поставити у відповідність квадрат, по сторонах якого нанесені шкали ранжированих параметрів від мінімального значення (нуля) до максимального (одиниці). На горизонтальних сторонах квадрату необхідно нанести шкали справа наліво, на вертикальних – знизу вверху. Далі з'єднати відліки попарно, і з точок перетинів ліній опустити перпендикуляри на діагональ квадрату, яка з'єднає лівий нижній кут з правим верхнім. Крапки, що отримані на діагоналі, показують рівень якості конкретної групи, тобто чотири групові параметри кожного конкретного альтернативного зразка в порівнянні з еталонним.

**Етап-7.** Отримані групові параметри кожного зразка, а також еталонного, необхідно нанести далі на загальний квадрат і аналогічним чином визначити узагальнений параметр-показник кожного зразка в порівнянні з іншим. Кращим зі зразків є той, що має на діагоналі квадрату рівень узагальненого параметру, який уявляється найближчим до узагальненого параметру-показника еталонного зразка. Результат одержують у відсотках, за умов, якщо вони нанесені на діагональ загального квадрата.

Дорохин Сергей Владимирович, к.т.н., доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова

Прохоров Денис Леонидович, студент 4 курса автомобильного факультета, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова

Старков Евгений Валерьевич, студент 4 курса автомобильного факультета, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова

## **ПРОБЛЕМЫ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ГОРОДСКОЙ СРЕДЫ ПРЕДПРИЯТИЯМИ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА**

Современный этап развития общества характеризуется усилением антропогенного воздействия на окружающую среду, ведет к истощению природных ресурсов, к нарушению целостности природы, что неизбежно влечет за собой возникновение ряда экологических проблем.

В настоящее время одной из важнейших проблем, стоящих перед человечеством является разработка мероприятий по снижению загрязнения окружающей среды различными токсичными веществами, выделяемыми промышленными предприятиями и автомобильным транспортом. Материальный ущерб, вызываемый загрязнением воздуха, воды и почвы трудно оценить, однако даже по неполным данным он достаточно велик.

На сегодняшний день существенное влияние на уровень экологической безопасности автотранспортных средств оказывает качество работ по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей.

Наряду с главной целью – обеспечением необходимого уровня работоспособности и уровня экологической безопасности автомобильного парка, перед предприятиями автомобильного транспорта стоит цель обеспечения собственной экологической безопасности.

Выбросы вредных веществ от предприятий автомобильного транспорта оказывают негативное воздействие на все экосистемы, Воздействию подвергаются атмосфера, гидросфера, почва, флора и фауна и т.д.

Сложная структура предприятий автомобильного транспорта, количество и качество выполняемых работ, используемого технологического оборудования формируют различные формы и направления загрязнений окружающей среды.

Мойка автомобилей является одним из наиболее трудоемких процессов. Состав и концентрация взвешенных веществ сточных вод зависят от различных факторов: времени года, типа дорожного покрытия, применяемой мойки, сезонных условий и т.д.

Основными загрязнениями сточных вод от мойки автомобилей являются различные вещества, в зависимости от источника, например: сточные воды от установок для наружной мойки автомобилей содержат нефтепродукты (отработавшие моторные, трансмиссионные и индустриальные масла,

консистентные смазки) механические примеси, нефтепродукты, жидкости для смазки и охлаждения, моторные масла, асфальт, песок, фенолы, соли тяжелых металлов, различные виды топлива, применяемые синтетические моющие средства; сточные воды от мойки аккумуляторных банок - электролит аккумуляторных батарей, свинцовую пыль и т.д. Наибольшее количество стоков с высокой концентрацией загрязнений поступает от разборочно-моечного участка и участка наружной мойки автомобилей. Применение синтетических моющих средств значительно уменьшает расход воды на мойку (в 3 – 3,5 раза) [1].

По своей массе вредные выбросы и отходы в результате производственной деятельности объектов инфраструктуры автотранспортного предприятия распределяется в следующем процентном отношении:

- техсостояние при движении – 56,7%;
- отходы от мойки – 14,5%;
- отходы от технического обслуживания, ремонта и хранения – 10,0 %;
- нефтепродукты при заправке – 6,4 %;
- утильные автошины, детали, аккумуляторные батареи – 12,4 % [2]

Инновациями в области экологической безопасности предприятий автосервиса, снижения загрязнения окружающей среды от воздействия автотранспортных предприятий является разработка и внедрение оборудования для мойки автомобилей, а также разработка мероприятий по созданию систем очистки сточных вод и оборотного водоснабжения производства.

В настоящее время одним из прогрессивных методов мойки автотранспорта является мойка паром. Это новая технология, предусматривающая комплексную очистку автомобиля с помощью мощной струи пара.

Совершенствование технологического процесса мойки автотранспорта ведется по следующим основным направлениям:

- использование принципиально новых, экологически безопасных, методов мойки. Эту задачу выполняют проектные и научно-исследовательские организации.

- приспособленность подвижного состава к удалению загрязнений. Конструкция автомобиля должна быть приспособлена к наиболее легкому удалению загрязнений. Данная задача решается на уровне проектирования автомобиля [2].

### **Литература**

1. Сточные воды автосервиса и способы их очистки / У.Ш. Мусина, Г.З. Бижанова, Ж.Т. Бибала, А. Сулейменов - №4 2014 Вестник КазНТУ <http://vestnik.kazntu.kz/files/newspapers>
2. Российская автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация и ремонт автотранспортных средств.-Т.3.-М.:РБООИП «Просвещение».-456с.
3. СанПиН 2.1.5.980–00 «2.1.5. Водоотведение населенных мест, санитарная охрана водных объектов. Гигиенические требования к охране поверхностных вод.

## **КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА НЕПОЛАДОК СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ В СИСТЕМАХ АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ.**

В отличие от более простых систем управления бензиновыми двигателями, система управления современного дизеля имеют дополнительные алгоритмы обратной связи которые могут затруднять процесс диагностирования. В частности речь идет об двух алгоритмах : давление алгоритм обратной связи по датчику и регулятору давления, и алгоритм поведения блока управления двигателем в аварийной ситуации при нарушении проводки или электрических частей топливной аппаратуры. В отличие от бензинового двигателя в дизельных системах с аккумуляторной топливной аппаратуры давление топлива является величиной переменной и управляется зависимости от режима работы двигателя.

Только знание процессов происходящих в аккумуляторной топливной аппаратуре, четкое понимание алгоритмов работы система управления в совокупности использованием специализированный измерительно-диагностической аппаратура позволяют выявлять истинную причину неисправности.

Предлагается метод оценки закономерности изменения давления топлива в гидроаккумуляторе на разных режимах работы дизеля. В основу метода положено измерение одновременно двух сигналов : как стандартного датчика давления топлива так и управляющего ШИМ сигнала на регуляторе давления. Именно управляющий сигнал регулятора будет отображать отрицательную обратную связь электронного блока управления двигателем. Совместная сравнение закономерности изменения сигналов датчиков и регуляторов позволит однозначно установить причину изменения давления на том или ином режиме или в случае возникновения неисправности топливной аппаратуры.

Аналогично измерение сигнала датчика давления топлива в совокупности сигналами синхронизации датчиков числа оборотов и фазы а также измерение силы тока в цепи форсунки позволяет детально определить причину пропусков топлива в цилиндры двигателя. Предлагаемые методы были успешно апробированы в ходе экспериментов на автомобиле MercedesSprinter 210 CDI.

## АНАЛИЗ МЕТОДА ДВОЙНОГО ВЫБЕГА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС АВТОМОБИЛЯ

При проведении ряда динамических расчетов возникает необходимость в определении моментов инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии автомобиля. Эта задача, как известно, разрешается путем аналитического или опытного определения моментов инерции отдельных деталей и последующего их приведения к заданной оси вращения. В том случае, когда нет достаточно подробных чертежей деталей и в то же время нежелательна разборка машины, приведенный момент инерции всех движущихся масс  $J$  может быть определен способом, основанным на измерениях времени выбега движущихся масс [1].

Составив систему двух уравнений движения вращающихся масс с присоединенной инерционной массой  $J_g$  и без нее получим выражение для определения искомого момента инерции.

$$J = J_g \cdot \frac{1}{t_1/t - 1}, \quad (1)$$

Однако метод двойного выбега не всегда может обеспечить достаточную точность. Это можно видеть из анализа относительных квадратических погрешностей функции

$$J = f(J_g, t, t_1), \quad (2)$$

в зависимости от относительных погрешностей аргументов  $t$  и  $t_1$ .

В нашем случае средняя квадратическая погрешность функции нескольких переменных запишется в следующем виде:

$$\sigma_g = \pm \sqrt{(dJ/dJ_g)^2 \cdot \sigma_{J_g}^2 + (dJ/dt)^2 \cdot \sigma_t^2 + (dJ/dt_1)^2 \cdot \sigma_{t_1}^2}. \quad (3)$$

Так как величина момента инерции добавочной массы  $J_g$  может быть всегда определена с пренебрежимо малой погрешностью, то  $\sigma_{J_g} = 0$  и тогда

$$\sigma_g = \pm \sqrt{(dJ/dt)^2 \cdot \sigma_t^2 + (dJ/dt_1)^2 \cdot \sigma_{t_1}^2}. \quad (4)$$

Случайные погрешности в измерении времени не зависят от величины измеряемого отрезка. Ввиду этого можно принять  $\sigma_t = \sigma_{t_1}$ . Тогда уравнение средней квадратической погрешности искомого момента запишется в следующем виде

$$\sigma_g = \pm \sqrt{(dJ/dt)^2 + (dJ/dt_1)^2} \cdot \sigma_t. \quad (5)$$

Отсюда после подстановки значений частных производных и некоторых преобразований получаем окончательное выражение для средней квадратической погрешности опытного определения момента инерции  $J$ .

$$\sigma_J = \pm J_g \frac{\sqrt{(t_1/t)^2 - 1}}{(t_1/t - 1)^2} \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (6)$$

где  $\sigma_t/t$  – относительная квадратическая погрешность, измерений времени выбега без добавочной массы.

Деление уравнения (6) на (1) дает выражение относительной квадратической погрешности искомого момента инерции

$$\frac{\sigma_J}{J} = \pm \frac{\sqrt{(t_1/t)^2 - 1}}{t_1/t - 1} \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (7)$$

что можно записать в более удобном виде

$$\frac{\sigma_J}{J} = \pm m \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (8)$$

где  $m$  — коэффициент увеличения относительной квадратической погрешности, который, как это следует из выражения (9), является функцией отношения  $t_1/t$  и равен

$$m = \pm \frac{\sqrt{(t_1/t)^2 - 1}}{t_1/t - 1} \quad (9)$$

Из анализа выражения видно, что при значениях,  $t_1/t$  приближающихся к единице,  $m$  стремится к бесконечно большим значениям.

Следовательно, как бы малы ни были относительные погрешности в измерениях времени, конечный результат значения  $J$  может оказаться совершенно непригодным по точности, если только отношение  $(t_1/t)$  не будет достаточно отличаться от единицы.

Таким образом, при определении момента инерции масс методом выбега, добавочную массу необходимо выбирать так, чтобы при имеющейся погрешности в измерениях времени  $t$  обеспечивалась необходимая точность в определении момента инерции  $J$ .

Если необходимо определить момент инерции массы методом выбега с относительной квадратической погрешностью  $\pm 2\%$ , в то время как относительная погрешность в измерениях времени выбега  $t$  составляет  $\pm 1\%$ . Для обеспечения заданной точности, очевидно, необходимо удовлетворить условию  $m \leq 2$ . Это условие обеспечивается лишь при  $(t_1/t) > 1,65$ , что соответствует  $J_g > 0,65J$ .

При дальнейшем увеличении момента инерции добавочной массы погрешность определения искомого момента инерции будет продолжать уменьшаться, но эффект снижения погрешности будет тем слабее, чем больше  $(t_1/t)$ , а поэтому нет смысла прибегать к чрезмерно большим добавочным массам  $J_g$ , тем более что в этом случае могут возникнуть новые погрешности, связанные с увеличением нагрузки в подшипниках опор вращающихся масс.

### Литература

Высоцкий М.С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. – Минск, «Наука и техника», 1984. – 208 с

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ ДВОЙНОГО ВЫБЕГА

При решении ряда задач движения автомобиля необходимо знать моменты инерции вращающихся масс колес, двигателя и трансмиссии. Их находят путем аналитического или опытного определения моментов инерции отдельных деталей и последующего их приведения к заданной оси вращения. Если же нет подробных чертежей деталей, а разборка машины нежелательна, приведенный момент инерции движущихся масс  $J$  может быть определен способом, основанным на измерениях времени выбега движущихся масс [1].

Составив систему двух уравнений движения вращающихся масс с присоединенной инерционной массой  $J_g$  и без нее, получим выражение для определения искомого момента инерции.

$$I = J_g \cdot \frac{1}{\frac{t_1}{t} - 1}, \quad (1)$$

Однако метод двойного выбега не всегда может обеспечить достаточную точность. Это можно видеть из анализа относительных квадратических погрешностей (ОКП) функции  $I = f(J_g, t, t_1)$  в зависимости от относительных погрешностей аргументов  $t$  и  $t_1$ .

В нашем случае средняя квадратическая погрешность (СКП) функции нескольких переменных запишется в следующем виде:

$$\sigma_J = \pm \sqrt{\left(\frac{dJ}{dJ_g}\right)^2 \cdot \sigma_{J_g}^2 + \left(\frac{dJ}{dt}\right)^2 \cdot \sigma_t^2 + \left(\frac{dJ}{dt_1}\right)^2 \cdot \sigma_{t_1}^2}, \quad (2)$$

Так как значение момента инерции добавочной массы  $J_g$  может быть определено с пренебрежимо малой погрешностью, то  $\sigma_{J_g} = 0$ . Далее, случайные погрешности в измерении времени не зависят от величины измеряемого отрезка времени. Ввиду этого можно принять  $\sigma_t = \sigma_{t_1}$ . Тогда

$$\sigma_J = \pm \sqrt{\left(\frac{dJ}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dJ}{dt_1}\right)^2} \cdot \sigma_t \quad (3)$$

Отсюда после подстановки значений частных производных и некоторых преобразований получаем окончательное выражение для СКП опытного определения момента инерции  $J$ .

$$\sigma_J = \pm J_g \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{t_1}{t}\right)^2 - 1}}{\left(\frac{t_1}{t} - 1\right)^2} \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (4)$$

где  $\frac{\sigma_t}{t}$  относительная квадратическая погрешность измерений времени

выбега без добавочной массы.

Деление уравнения (4) на (1) дает выражение ОКП искомого момента инерции

$$\frac{\sigma_J}{J} = \pm \frac{\sqrt{\left(\frac{t_1}{t}\right)^2 - 1}}{\frac{t_1}{t} - 1} \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (5)$$

что можно записать в более удобном виде

$$\frac{\sigma_J}{J} = \pm m \cdot \frac{\sigma_t}{t}, \quad (6)$$

где  $m$  — коэффициент увеличения ОКП, который является функцией отношения  $t_1/t$  :

$$m = \frac{\sqrt{\left(\frac{t_1}{t}\right)^2 - 1}}{\frac{t_1}{t} - 1}, \quad (7)$$

Из анализа выражения видно, что по мере приближения  $t_1/t$  к единице коэффициент  $m$  стремится к бесконечно большим значениям.

Следовательно, как бы малы ни были относительные погрешности в измерениях времени, конечный результат определения  $J$  может оказаться совершенно непригодным по точности, если отношение  $(t_1/t)$  не будет достаточно отличаться от единицы.

Таким образом, при определении момента инерции масс методом выбега добавочную массу необходимо выбирать так, чтобы при имеющейся погрешности в измерениях времени  $t$  обеспечивалась необходимая точность в определении момента инерции  $J$ .

Допустим, необходимо определить момент инерции массы методом выбега с ОКП  $\pm 2\%$ , в то время как относительная погрешность измерений времени выбега  $\frac{\sigma_t}{t}$  составляет  $\pm 1\%$ . Для обеспечения заданной точности, очевидно, необходимо удовлетворить условию  $m \leq 2$ . Это достигается лишь при  $(t_1/t) > 1,65$ , что соответствует  $J_g > 0,65 \cdot J$ .

При дальнейшем увеличении момента инерции добавочной массы погрешность определения искомого момента инерции будет продолжать уменьшаться, но эффект снижения погрешности будет тем слабее, чем больше  $(t_1/t)$ , а поэтому нет смысла прибегать к чрезмерно большим добавочным массам  $J_g$ , тем более, что в этом случае могут возникнуть новые погрешности, связанные с увеличением нагрузки на подшипники опор вращающихся масс.

### Литература

Высоцкий М.С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. – Минск, «Наука и техника», 1984. – 208 с.

Зыбцев Юрий Васильевич, инженер, ст. преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [tesa@khadi.kharkov.ua](mailto:tesa@khadi.kharkov.ua)  
 Рабинович Эрнест Хаимович, к.т.н. доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [erjara39@ukr.net](mailto:erjara39@ukr.net)

## ОБЩЕЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПО РАЗГОНУ И ВЫБЕГУ НА ДОРОГЕ МАЛОЙ ДЛИНЫ. МАССОВАЯ ПРОВЕРКА

В последние годы на кафедре ТЭСА проводились исследования методов дорожного диагностирования автомобилей. Установлено, что из-за отсутствия прямых горизонтальных участков дороги нужной длины приходится выполнять проверки на участках длиной до 500 метров – по разгону на II и III передачах, по выбегу – на скоростях от 50 или 40 км/ч до 20 км/ч; автомобили с АКП – по разгону от 60 до 100 км/ч в режиме Sport. Обоснованы методы расчета нормативов диагностических параметров "время разгона" и "время выбега". Составлены таблицы нормативов для ряда распространенных автомобилей, например, для Lada Priora (BA3-2170) 1,6 л 72 кВт:

### Разгон на второй передаче (H6)

V спид.	20	30	40	50	60	70	80	90	
V град.	17,6	26,8	35,9	45,1	54,3	63,4	72,6	81,7	
Крутящий момент, доли	1,00	0	1,6	2,9	4,2	5,3	6,5	7,7	9,0
	0,95	0	1,7	3,1	4,4	5,6	6,8	8,1	9,5
	0,90	0	1,8	3,3	4,7	6,0	7,2	8,6	10,1
	0,85	0	1,9	3,5	4,9	6,3	7,7	9,1	10,7
	0,80	0	2,0	3,7	5,3	6,7	8,2	9,7	11,4
	0,75	0	2,1	4,0	5,6	7,2	8,8	10,4	12,2

### Разгон на третьей передаче (H6)

V спид.	50	60	70	80	90	100	
V град.	45,1	54,3	63,4	72,6	81,7	90,9	
Крутящий момент, доли	1,00	0	1,8	3,5	5,1	6,7	8,3
	0,95	0	1,9	3,7	5,4	7,1	8,8
	0,90	0	2,0	3,9	5,7	7,5	9,3
	0,85	0	2,1	4,2	6,1	8,0	9,9
	0,80	0	2,3	4,4	6,5	8,5	10,5
	0,75	0	2,4	4,7	7,0	9,1	11,3

### Выбег на шинах 185/60 R14 (H ESO)

V спид.	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10	40-20
V	50,5	45,9	41,4	36,8	32,2	27,6	23,1	18,5	13,9	9,3	

град.											
При большом сопротивлении качению											
Время, с	0	5,6	11,6	18,2	25,5	33,6	42,6	52,5	63,0	73,8	34,3
Путь, м	0	75	148	219	289	357	420	477	524	560	258
При малом сопротивлении качению											
Время, с	0	6,3	13,2	20,9	29,7	39,7	51,3	64,4	78,7	93,8	43,5
Путь, м	0	85	168	252	336	419	501	577	641	690	325

Считая необходимой массовую проверку полученных результатов, мы обращаемся ко всем владельцам личных автомобилей с просьбой выполнить в удобное время дорожные испытания своих машин в указанных выше режимах и сообщить результаты в такой форме:

1. Испытатель – ФИО, телефон, адрес электронной почты.
2. Автомобиль – модель, тип кузова, год выпуска, например: Lada Priora ВАЗ-21703, седан, 2008.
3. Двигатель – модель, номинальная мощность и максимальный крутящий момент при соответствующей частоте вращения, например: ВАЗ-21126 1,6; 85 (115) / 5400; 166 / 3200.
4. Тип трансмиссии, передаточное число главной передачи, например: МКП 3,7.
5. Шины – марка, модель, размерность, индекс грузоподъемности, категория скорости, например: КАМА EURO 224 185/60 R14 82H.
6. Место, дата и время проведения испытаний, погода; например: Белгородское шоссе, 2 км за Пятихатками, 17.10.2015, 16.00 – 16.30, сухо, ветер слабый поперек дороги.
7. Загрузка автомобиля, например: один водитель, 30 кг в багажнике
8. Передача, направление и длительность разгона, например: 2-я передача, от 20 до 90 по спидометру, на север – 10,2 с, на юг – 11,3 с; 3-я передача, от 50 до 90 по спидометру, на север – 7,6 с, на юг – 8,2 с.
9. Направление и время выбега (движения накатом при выжатой педали сцепления), например: от 55 до 20 по спидометру, на север 63 с, на юг 59 с.
10. Дополнительные сведения, например: шины изношены на  $\frac{3}{4}$ , время засекал по секундомеру в мобильнике (или по видеозаписи спидометра), в баке  $\frac{1}{4}$ , ветер был порывистый.

Результаты просим высылать на указанные выше адреса электронной почты с пометкой "для Зыбцева". При желании вы можете запросить разработанную нами таблицу нормативов для Вашего автомобиля.

Сейчас у нас разработаны такие таблицы для автомобилей: Daewoo Matiz 0.8 л; «Таврия» ЗАЗ-1102 1,1 л; Lada Kalina (ВАЗ-1118) 1,6 л 74 кВт седан; ZAZ Lanos 1,5 л 62 кВт; ZAZ Sens 1,3 л 51,5 кВт; ZAZ Forza 1,6 л 74 кВт седан; Samara 2 Lada 115, ВАЗ-2115 1,6 л 74 кВт; Lada Priora ВАЗ-2170 1,6 л 72 кВт;

VW Polo Sedan 1,6 л; VW Passat B3/B4 2.0 л; «Волга» ГАЗ-31105 2.287 л 96 кВт; Chery Tiggo T11; Lada Niva 1.7 л 61 кВт; Audi A8 3.0 TDI Quattro (2010); Lexus GS-350 AWD 233 kW (2014).

Таблицы нормативов для других автомобилей могут быть выполнены нами по Вашему запросу при условии предоставления необходимых показателей вашего автомобиля, в частности – снаряженной массы. В особо ответственных или сложных случаях – после совместного дорожного эксперимента. Сложные случаи – это внесенные владельцем изменения в конструкцию (ГБО, нештатный двигатель или трансмиссия, багажник на крыше, аэродинамические обвесы, элементы усиления каркаса и другие особенности, отличающие автомобиль от серийного состояния).

Ейсмонт Генадій Ігорович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),  
(093)1992196

### **МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ БАЗОВИХ ШАСІ, ЩО ОТРИМАЛИ БОЙОВІ ПОШКОДЖЕННЯ**

Актуальність теми роботи спричиняють, по-перше, потреби практики щодо своєчасного відновлення автомобільних базових шасі для озброєння, ефективність застосування якого може наближається до нульового рівня під час втрати його спроможності до маневру в умовах динамічного сучасного бою, по-друге, відсутність адекватної моделі процесу, а також прийнятних показників і критеріїв для оцінки ефективності відновлення автомобільних базових шасі, що отримали бойові пошкодження.

Автомобільна техніка Збройних Сил України є основним засобом, який забезпечує оперативну і тактичну рухомість військ, застосовується в елементах бойових порядків, є базою під монтаж озброєння та складовим елементом і визначає готовність до застосування за призначенням.

Оцінка ефективності та удосконалення результатів відновлення цієї техніки під час дії противника і впливу випадкових факторів через пошкодження її противником під час бойових дій або у разі її виходу з ладу через помилки обслуги, а також через фізичне старіння вузлів або комплектуючих елементів – все це є головним завданням та метою роботи.

Система відновлення АБШ відноситься до класу погано визначених складних систем. Тому актуальність вирішення завдання спричиняється необхідністю подальшого теоретичного розвитку методичних основ для аналізу функціонування цієї системи з метою більш доцільної організації відновлення та з метою оцінки ефективності її функціонування в умовах невизначеності випадкового та антагоністичного характеру, шляхом їх подолання сучасними методами дослідження систем, де діє людина і функціонує техніка.

Прикладом є метод моделювання на основі графа переходів системи в її типові стани і кількісного аналізу(за допомогою апарату дискретних марківських процесів)ймовірностей перебування техніки в стані бойового застосування та у стані відновлення АБШ.

Даний метод дозволяє створити адекватну модель відновлення автомобільних базових шасі, а також застосувати мінімаксий критерій для оцінки рівня досягнення мети операції, в умовах дії негативних факторів, через дії противника, і позитивних факторів, завдяки діям своїх технічних підрозділів і оснащенню їх ремонтними комплектами.

В умовах бойових дій основними станами АБШ є: стан «готовності до застосування»; стан «відновлення після пошкоджень». Ймовірність перебування техніки в стані застосування та ймовірність перебування у стані відновлення залежать від інтенсивностей та ймовірностей переходу техніки із одного стану в інший.

Підкреслимо, що ймовірності переходів реально ніколи не відрізняються від одиниці, тобто вони завжди відомі, а інтенсивності переходів із стану в стан однозначно залежать від часу перебування АБШ у попередньому стані. Вони оберненопропорційні часу застосування і відповідно часу відновлення, на які впливає противник, обслуга, технічні підрозділи та матеріально-технічне забезпечення процесу відновлення автомобільним майном, пересувними майстернями з ремонтними комплектами для дії в польових умовах.

Для визначення ймовірностей перебування системи в кожному із станів, достатньо скласти сукупність диференціальних рівнянь, що описують процес у системи за часом відносно цих ймовірностей, які необхідно визначити.

В результаті вирішення цих рівнянь з урахуванням умови нормування цих ймовірностей (їх сума завжди дорівнює одиниці), отримаємо ймовірності перебування системи відновлення АБШ у станах: «готовності АБШ до застосування»; «відновлення АБШ після пошкоджень».

Великий рівень неозначеності антагоністичного характеру під час оцінки ефективності і якості відновлення АБШ спричиняє необхідність застосування критерію для узагальненої оцінки результатів дії системи і досягнення мети операції відновлення АБШ, а саме, застосування критерію мінімакса. Основою даного критерію є показник у виді відношення ймовірності перебування техніки у стані «готовності АБШ до застосування» до ймовірності перебування її у стані «відновлення АБШ після пошкоджень». Мінімізація цього відношення визначається можливістю і варіантами дій противника, а максимізація здійснюється з урахуванням дій бойових підрозділів, тобто обслуги, і підрозділів автотехнічного забезпечення, які відновлюють техніку після її пошкодження. За даним критерієм визначається не найбільша, але гарантована ефективність дії системи відновлення автомобільних базових шасі.

Практичне використання пропонованого методу оцінки ефективності системи відновлення автомобільних базових шасі полягає, перш за все, в оцінці часу на евакуацію пошкодженої техніки до пункту збору пошкоджених машин і часу на відновлення пошкодженого зразку з урахуванням: ступеня

пошкодження, ремонтного комплексу потрібного рівня, ремонтного обладнання, необхідної кількості та якості технічних спеціалістів відповідної кваліфікації. Саме ці відомості дозволять визначити рівні оцінок часу перебування цього пошкодженого зразка у стані відновлення у виді суми часів його перебування у часі евакуації плюс час особисто відновлення. Величина, що є обернено-пропорційною цієї сумі, *дорівнює інтенсивності переходу зразка із стану відновлення у стан застосування за призначенням.*

Далі необхідно оцінити рівень *інтенсивності переходу зразка із стану застосування за призначенням у стан його відновлення.* Цей рівень є обернено-пропорційним середньому часу перебування зразка у стані застосування за призначенням, який очікується з урахуванням: звичайно відомого середнього часу наробітки зразка на відмову, інтенсивності вогневих дій противника на цей зразок, рівня бойової і спеціально-технічної підготовки обслуги зразка, його рівня бойової і технічної майстерності та злагодженості.

Ці дані дозволять визначити: ймовірності, що очікуються; їх відношення, тобто показник ефективності у виді цільової функції та критерій ефективності.

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., научный сотрудник, Харьковский университет Воздушных Сил имени Ивана Кожедуба, prof\_777@mail.ru

## **НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ ДАТЧИКОВ ЛИНЕЙНЫХ УСКОРЕНИЙ**

В процессе кваліметрических испытаний автотранспортных средств акселерометры широко используются при оценке аэродинамических и тягово-скоростных свойств, тормозных свойств, управляемости и устойчивости, плавности хода, шума и вибрации, надежности, пассивной безопасности и т.д. [1]. Воздействие внешних возмущений, а также необходимость снижения погрешностей приводят к необходимости подтверждать результаты заводской градуировки акселерометров и проводить повторную градуировку через заданные интервалы времени.

В работе [2] предложена система для определения параметров движения автотранспортных средств при динамических (кваліметрических) испытаниях. Указанная система лежит в основе мобильного регистрационно-измерительного комплекса, чувствительными элементами которого являются трёхосевые акселерометры.

В работе [3] исследована динамика изменения параметров в процессе тарировки датчиков линейных ускорений для быстрой проверки чувствительности разработанного мобильного регистрационно-измерительного комплекса систем сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов при выполнении почвообрабатывающих операций.

Однако в известных работах не выполнена оценка неопределенности измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом, данный вопрос требует дополнительных исследований.

В 2003 г. Украина присоединилась к международному соглашению СИРМ МРА, что обуславливает необходимость перехода к новой системе обеспечения единства измерения [4]. Указанное соглашение предполагает оценку неопределенности типа *A* и *B* при выполнении градуировки и измерений.

Для оценки неопределенности и проверки адекватности показаний использованных акселерометров модели MMA–7260QT выполнена градуировка на специальном вибростенде. Неопределенность измерения акселерометра определялась на частоте колебаний 10 Гц при пяти значениях виброскорости, равномерно распределённых по рабочему диапазону. Значения амплитуд виброскорости выбирались в пределах от 2,5 до 20 мм/с. При каждом воспроизводимом значении виброскорости в протокол испытаний вносились показания испытуемого акселерометра и эталонного датчика. С помощью специализированного программного обеспечения на ноутбуке регистрировали значения сигнала акселерометра и определяли следующие величины:

- расширенная неопределенность типа *A*  $u_A(\dot{V}_Z)$  измерения датчиками MMA7260QT линейных ускорений в вертикальной плоскости;
- расширенная неопределенность типа *B*  $u_B(\dot{V}_Z)$ , обусловленная разрешенной предельной ошибкой измерительного инструмента (предполагающей нормальное распределение погрешности инструмента и ее соответствие  $3\sigma$ ), с доверительной вероятностью  $\beta$ ;
- суммарная неопределенность  $u_C(\dot{V}_Z)$  измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом.

Проанализировав результаты неопределенности измерения линейных ускорений датчиками MMA7260QT, приходим к выводу, что суммарная неопределенность подчиняется закону нормального распределения (см. рис. 1). Математическое ожидание указанного закона составляет  $0,015 \text{ м/с}^2$ , а среднее квадратичное отклонение  $0,01 \text{ м/с}^2$ . Максимальная величина суммарной неопределенности при этом составляет  $0,032 \text{ м/с}^2$ .

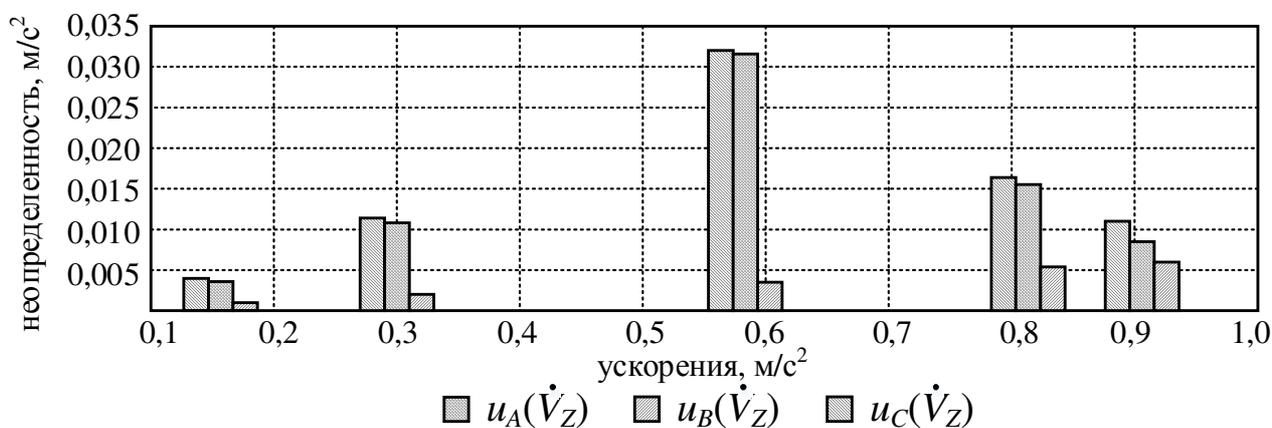


Рисунок 1 – Неопределенность измерения линейных ускорений

Разработанная методика позволяет оценивать неопределенность измерения линейных ускорений с помощью мобильного регистрационно-измерительного комплекса перед проведением динамических и кваліметрических испытаний колесных машин.

### Литература

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин [Текст] / Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожня; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 220 с.

2. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. И., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник ХНАДУ. – № и 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

3. Артьомов М. П. Динамічні випробування датчиків прискорень на лабораторному вібростенді / М. П. Артьомов, Д. М. Клец // Вібрації в техніці і технологіях. – Вінниця, 2012. – № 2 (66). – С. 5–9.

4. Паракуда В. В. Еволюція вимог до метрології / В. В. Паракуда, Б. Д. Колпак, В. П. Чалий // Укр. метролог. журн. – 2005.– № 3. – С. 56–60.

Кравченко Александр Петрович, д.т.н. профессор, Житомирский государственный технологический университет;

Зубачик Сергей Леонидович, технический директор предприятия международных перевозок ООО “Компанія “TRANSPELE”;

Мухин Роман Григорьевич, генеральный директор ООО “Компанія “Gigatrans GmbH”

### ЕКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ

Автомобили-тягачи VOLVO имеют репутацию надежной техники и широко используются предприятиями–перевозчиками. В связи с их распространенностью актуальным является изучение эксплуатационной надежности этих автомобилей.

Целью работы явилось исследование изменения состояния автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 в процессе гарантийного и послегарантийного периодов эксплуатации, установление закономерностей ухудшения технического состояния и определение в эксплуатационных условиях наименее надежных агрегатов, узлов и деталей. Обследовалось сто единиц автомобилей-тягачей, работающих на международных маршрутах с полуприцепами SCHMITZ и KRONE. Сравнительный анализ неисправностей показал значительные различия в распределении неисправностей.

В течение первого года были выявлены: недостаточная мощность тягачей при движении на подъемах, неудовлетворительная работа подвески, низкая надежность аккумуляторных батарей, амортизаторов, крепежных соединений, повышенный износ шин ведущих колес, наконечников рулевых тяг, отсутствие надежного отопления кабины и пр. Особенно слабым местом оказались аккумуляторные батареи, которые были заменены на первом году эксплуатации

К 80 тыс. км пробега увеличилось количество заявок на устранение неисправностей и отказов в агрегатах автомобилей. Слабо оказались подготовленными автомобили к пониженным температурным условиям. Использование автономного отопителя при изменении погодных условий резко увеличило количество заявок на его гарантийный ремонт. Увеличилось количество неисправностей и отказов в элементах электрооборудования.

Первый год эксплуатации характерен появлением нарушений работоспособности хорошо аппроксимируемых бета - распределением.

К концу второго года эксплуатации при среднем пробеге 135 тыс. км количество нарушений работоспособности тягачей хорошо описывалось законами Вейбулла (агрегаты, электрооборудование, автономный отопитель) и экспоненциальным (табл. 1).

Анализ потока отказов в послегарантийный период (средний пробег 800 тыс. км) показал, что не все проблемы, возникшие с начала эксплуатации были устранены. Характерными нарушениями работоспособности являются: неисправности двигателя (37,1%), электро- и электронного оборудования (21,8%), трансмиссии (9,4%), отказы или нарушения работы ходовой части; все также часто встречаются поломки системы отопления. Распределение общего числа замен на автомобилях подчиняется логарифмически-нормальному закону распределения.

Таблица 1 - Статистическая характеристика отказов и неисправностей

Элементы автомобиля	Гарантийный период		Послегарантийный период	
	$\sigma$	Законы распределения	$\sigma$	Законы распределения
Двигатель	6,585	Экспоненциальный	5,81	Нормальный
Агрегаты	5,044	Вейбулла	10,91	Нормальный
Электрооборудование	4,673	Вейбулла	6,83	Нормальный
Автономный отопитель	9,847	Вейбулла	8,75	Гамма

Среди неисправностей систем двигателя, являющихся фактически каждой четвертой неисправностью, было определено, что 34,6% из них составляют неисправности системы подачи и подготовки топливной смеси (замены форсунок, их стаканов и уплотнений, ремонты влагоотделителя). Большую

часть неисправностей системы отработавших газов составляют замены гофры глушителя, замены прокладок выпускного коллектора. В цилиндропоршневой группе за период эксплуатации менялись коренные и шатунные вкладыши, слабым местом оказались задние сальники коренного подшипника; в системе охлаждения – термостат. Замены в системе смазки характеризуются отказом датчика давления масла.

Отказы агрегатов подчинены нормальному закону распределения. К неисправностям сцепления распространены замены дисков сцепления, подшипников выжимных, пневмо-гидроусилителя сцепления. Ремонтные воздействия на тормозную систему в половине случаев - это замены пружин тормозных колодок, замены датчиков износа колодок и клапана ограничения давления, модуляторы управления тормозами полуприцепом, модуляторы EBS.

К заменам ходовой части, относятся пневморессоры, клапана и датчики; выполнялись ремонты лучевой тяги и замены колесных гаек.

Неисправности электрооборудования характерны ремонтами генератора: замены ремня и ролика натяжителя, подшипников и якоря генератора.

Проблемы с автономным отопителем салона возникали как в гарантийный, так и в послегарантийный периоды эксплуатации.

**Выводы.** Выявленные закономерности нарушения работоспособности автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 позволили определить законы распределения появления неисправностей и отказов. Полученные данные позволили прогнозировать и планировать ремонтные работы и потребности в запасных частях.

Кравченко Александр Петрович, д.т.н. профессор, Житомирский государственный технологический университет;

Осипов Валентин Александрович, соискатель, Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля

## **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ АВАРИЙНОСТИ В МЕСТАХ УСТАНОВКИ СРЕДСТВ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО СНИЖЕНИЯ СКОРОСТИ**

На улично-дорожной сети и автомобильных дорогах общего пользования Украины в последнее время набирает популярность внедрение средств принудительного снижения скорости - так называемых «лежачих полицейских». Установка таких средств регламентируется нормативным документом - ДСТУ 4123: 2006 «Устройство принудительного снижения скорости дорожно-транспортной техники на улицах и дорогах. Общие технические условия». В дополнение к этому нормативу выпущены Рекомендации по применению устройств принудительного снижения скорости в соответствии с ДСТУ 4123 (РВ.2.3-218-03449261-507:2006). Однако эти документы имеют определенные пробелы, которые могут способствовать созданию аварийных ситуаций в зоне действия указанных средств.

При изучении работ специалистов Белорусского национального технического университета (БНТУ) [1-4], посвященных прогнозированию аварийности, особый интерес вызвала методика прогнозирования столкновений с ударом сзади на регулируемых объектах (метод зон дилеммы), предложенная проф. Врубелем Ю.А.

Данная методика позволяет прогнозировать попутные столкновения с ударом сзади на линейных и конфликтных объектах исходя из набора факторов, влияющих на аварийность: скорости, плотности транспортного потока, условий движения, времени, которым располагают водители для распознавания возникающего препятствия и принятия действий по маневрированию. Смысл всего заключается в определении параметров так называемой зоны дилеммы, где водители с равной вероятностью могут принимать взаимоисключающие решения - тормозить или ускориться.

Проецируя этот метод на применение средств принудительного снижения скорости, появляется два потенциальных очага проявления зон дилеммы. В первом случае водитель, снижая скорость перед знаком 3.29 «Ограничение максимальной скорости», предусмотренным схемой организации дорожного движения (ОДД), не имеет четкого представления о зоне его действия; знак 3.30 «Конец ограничения максимальной скорости» не предусмотрен схемой ОДД, как и табличка 7.1.1 «Зона действия»; примыкание (пересечение), где согласно ПДД и ДСТУ 4100:2014 «Знаки дорожные» заканчивается действие знака, может находиться вне зоны видимости водителя.

В таком случае водитель, как правило, сразу после проезда знака 3.29 может принять взаимоисключающее решение: продолжить движение на сниженной скорости или начать резкий ее набор. Следует отметить, что первый очаг проявления зоны дилеммы маловероятен, так как водитель имеет визуальный контакт со средством принудительного снижения скорости, т.е. видит реальное препятствие; схемой предусмотрено расстояние между знаком 3.29 и «лежачим полицейским» максимум 21 м - это и есть первая зона дилеммы.

Во втором случае дилемма наступает для водителя сразу после проезда средства принудительного снижения скорости. Опять же имеет место взаимоисключающее действие, что и в первом случае. К тому же, выполненные исследования [5] показали, что водители зачастую вообще не производят снижения скорости непосредственно при пересечении «лежачего полицейского». В результате проведенного исследования было выявлено, что задержки транспортных средств на элементах принудительного снижения скорости, установленных перед нерегулируемыми наземными пешеходными переходами в населенных пунктах, несущественно влияют на скорость движения транспортного потока, однако скорость движения потока может значительно снижаться при увеличении высоты элементов и угла их подъема.

Определить параметры второй зоны дилеммы не представляется возможным, так как в каждом конкретном случае она будет зависеть от таких

факторов, как расстояние до ближайшего примыкания (пересечения) и уровня правосознания водителя.

Выводы. Даже небольшие неточности при составлении нормативных документов могут приводить к двоякому их пониманию. В рассматриваемом случае дилеммы будут возникать недопониманием дорожной ситуации у водителя. В случае с «лежачим полицейским», - если водитель будет сознавать, где ему можно начинать набор скорости, то дилеммы нет - он сбросит скорость перед знаком 3.29 и начнет набор скорости там, где это разрешено. Поэтому в данном конкретном случае необходимо предусмотреть четкую зону действия ограничения скорости дорожно-транспортной техники.

### **Литература**

1. Врубель Ю.А. Организация дорожного движения / Ю.А. Врубель. В 2 ч. - Минск: Фонд БДД, 1996. - 634 с.
2. Врубель Ю.А. Водителю о дорожном движении / Ю.А. Врубель, Д.В. Капский. - Минск: БНТУ, 2006. - 129 с.
3. Врубель Ю.А. Определение потерь в дорожном движении / Ю.А. Врубель, Д.В. Капский и Е.Н. Кот. - Минск: БНТУ, 2006. - 252 с.
4. Капский Д.В. Прогнозирование аварийности в дорожном движении: монография / Д.В. Капский. - Минск: БНТУ, 2008. - 240 с.
5. Осипов В.А. Элементы принудительного снижения скорости и их влияние на потери в движении транспорта / В.А. Осипов // Матеріали ІІІ Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», м. Євпаторія, 3 - 8 травня 2012 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля [та інш.]. - Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2012. - С. 191-193.

Кривошапов Сергей Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Горбик Юрий Васильевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ БАЗОВЫХ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ**

Эффективность работы дорожно-транспортного средства можно оценивать, в том числе, и через расход топлива [1]. Это энергетический показатель также определяет совершенство конструкции, сложность условий эксплуатации, уровень технического состояния и степень использования ресурса машины.

Заводы-изготовители устанавливают для автомобилей ориентировочные значения расхода топлива в л/100 км. Эти данные

получаются по результатам испытаний при постоянной скорости автомобиля или по ездовым циклам (городской, загородный, смешанный). Условия измерения расхода топлива при испытаниях на треке или на стендах с беговыми барабанами отличаются от условий реальной эксплуатации автомобилей. Кроме того, заводы-изготовители заинтересованы улучшить технические характеристики продаваемых ими автомобилей, что зачастую приводит к расхождению заводских и фактических данные, получаемые при измерении расхода топлива на стенде и на дорогах общего пользования. Поэтому на Украине норму эксплуатационного расхода топлива устанавливают на законодательном уровне приказом Министерства инфраструктуры Украины [2]. Однако этот нормативный акт имеет ряд недостатков: далеко не для всех марок и модификаций автомобилей определены базовые значения эксплуатационного расхода топлива; не в полной мере учитываются условия эксплуатации машин через коэффициенты корректирования; для некоторых видов автомобилей не учитывается фактическая загрузка транспортного средства; плохо учитывается изменение скоростного режима движения автомобиля, особенно при движении с малыми и высокими скоростями, которые соответствует сложным и сверхсложным дорожным и транспортным условиям эксплуатации. Эти и другие недостатки официальной методики нормирования расхода топлива ставят перед предприятиями вопросы, ответы на которые можно найти в методиках нормирования горюче-смазочных материалов в других странах.

Во многих странах действуют схожие принципы формирования базовой нормы расхода топлива, методике расчета расхода топлива на маршруте и принципы учет условий эксплуатации машин. Однако существуют и некоторые отличия в количественных показателях норматива и применяемых корректирующих коэффициентов к расходу топлива при схожих условиях эксплуатации. Например, для автомобиля ГАЗ-2213 расхождение нормы Молдовы и Украины составляет до 15 %.

Поскольку перечень автомобилей, для которых определены базовые нормы расхода топлива, в разных странах свой, то недостатки нормативной базы в одной страны могут быть частично компенсированы данными норм другой страны. Поэтому на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ создана единая нормативная база данных значений базовой нормы расхода топлива машин, полученных с различных источников информации, включая данные заводов-изготовителей, отраслевые каталоги и справочники, нормативно-правовые акты нашей страны и других странах мира. Это дало возможность применения дифференцированного подхода в разработки индивидуальных норм расхода топлива по каждой марке и модификации автомобиля.

Для реализации «Единой нормативной базы по нормированию расхода топлива на транспорте» спроектирован программный комплекс на базе платформы Firebird. Для ввода и вывода информации в базу данных о

расходе топлива транспортных машин была разработана программа в среде программирования Delphi. Удобный интерфейс позволяет получать информацию о наименовании базового и модифицированного транспортного средства, основных технических данных на автомобиль, значение расхода топлива, ссылку на нормативно-правовой документ и др. Спроектированный и реализованный программный комплекс позволяет структурно хранить и отображать информацию о топливной экономичности автомобиля из разных нормативных документов в едином информационном пространстве.

Для автомобилей, для которых отсутствует информация о норме расхода топлива, в программный комплекс интегрированы расчетный метод определения эксплуатационного расхода топлива. Основа этого алгоритма – методика расчета расхода топлива профессора Говорущенко Николая Яковлевича [1]. Исходными данными для расчета являются общая техническая информация о конструктивных параметрах автомобиля. На выходе - значение основной и дополнительной нормы расхода топлива, привязанной к конструкции автомобиля с учетом условий эксплуатации.

Программный комплекс рекомендуется использовать для автоматизации нормирования расхода топлива для подвижного состава предприятий автомобильного транспорта. Единая нормативная база интегрирована в систему виртуального предприятия по учету и мониторингу расхода топлива, планированию периодичности технического обслуживания, расчета ресурса машин и других технико-экономических показателей.

## Литература

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) : Монография / Н.Я. Говорущенко. - Харьков: ХНАДУ, 2011. - 297 с.
2. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [Электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет : Информационно-аналитическая газета. – Режим доступа: [http://www.nibu.factor.ua/info/Zak\\_basa/NormiGSM/](http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/)

Лебедев Анатолий Тихонович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко, [tiachntusg@gmail.com](mailto:tiachntusg@gmail.com)

Подригало Михаил Абович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [pmikhab@rambler.ru](mailto:pmikhab@rambler.ru)

Артемов Николай Прокофьевич, д.т.н., доцент, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко, [artiomovprof@ukr.net](mailto:artiomovprof@ukr.net)

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., доцент, Харьковский университет Воздушных сил им. Ивана Кожедуба, [prof\\_777@mail.ru](mailto:prof_777@mail.ru)

Абрамов Дмитрий Владимирович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [Varan\\_mail@ukr.net](mailto:Varan_mail@ukr.net)

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., Национальная академия Национальной гвардии Украины, [zhen2016@mail.ru](mailto:zhen2016@mail.ru)

Шуляк Михаил Леонтьевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко, [mihail\\_shulyak@mail.ru](mailto:mihail_shulyak@mail.ru)

## **МОДЕЛЬ МНОГОКОМПОНЕНТНОГО СЛОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

В процессе управления системой мобильных машин возникают задачи синхронизации перемещения элементов указанной системы, а также задачи изменения взаимного расположения машинных агрегатов в процессе движения. В процессе решения этих задач целесообразно использование физической модели многокомпонентного сложного движения. Для этого необходимо рассмотреть алгоритм разложения абсолютного движения каждого звена системы на компоненты (параметры относительного движения) и определить условия синхронизации.

Сложным называется движение, при котором движение точки или твердого тела рассматривается одновременно по отношению к двум системам отсчета, одна из которых считается условно неподвижной, а другая определенным образом движется по отношению к первой. Движение, совершаемое при этом точкой (или телом), называется составным или сложным [1]. Движение подвижной системы координат относительно неподвижной получило название переносного движения. К параметрам переносного движения относятся перемещения, скорости и ускорения контрольных точек подвижной системы координат относительно неподвижной [1]. Относительным движением точки или твердого тела является движение, рассматриваемое относительно подвижной системы координат. Параметры относительного движения получили название относительных перемещения, скорости и ускорения [1].

Систему мобильных машинных агрегатов можно рассматривать как систему точечных масс, в которой наложено ограничение на максимальное

относительное перемещение звеньев. В этом случае для синхронизации (обеспечения равенства нулю относительных скоростей каждых двух смежных звеньев) движения элементов системы необходимо использовать метод многокомпонентного сложного (составного) движения.

Движение корнеуборочного комбайна [2] при решении вопроса синхронизации движения с тракторным поездом переменной массы можно представить, как сложное движение, причем переносным необходимо представить равномерное движение машины с заданной технологической скоростью. При установившемся движении относительная скорость комбайна будет колебаться относительно нуля с размахом (амплитудой) и периодом, определяемыми колебаниями тяговой силы и сил сопротивления движению.

Условием синхронизации движения комбайна и тракторного поезда в рассматриваемом случае будет равенство нулю суммы относительных ускорений многокомпонентного сложного движения системы машинных агрегатов – комбайна и тракторного поезда. При идеальном регулировании это дает возможность обеспечить равенство нулю суммы относительных скоростей движения.

Аналогичная задача возникает при синхронизации движения автомобилей, входящих в организованную автомобильную колонну. В этом случае траектория и параметры движения автомобильной колонны определяются головным автомобилем, получившим название "автомобиль-лидер" [3]. При этом относительные скорость и ускорение головного автомобиля вызываются случайными изменениями тяговой силы и сил сопротивления движению.

Условием синхронизации движения головного и следующего за ним  $n$ -го автомобиля в колонне будет равенство нулю суммы линейного относительного ускорения головного автомобиля или линейного относительного ускорения  $n$ -го автомобиля относительно головного.

Также предложенный метод с использованием физической модели многокомпонентного сложного движения позволяет заложить основы работы системы предотвращения столкновений при выполнении маневра обгона.

### Литература

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 478 с.

2. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В.]; под ред. М.А. Подригало. – Х.: Міськдрук, 2012. – 220 с.

Подригало М.А. Раціональне шикунання автомобільних колон внутрішніх військ за критерієм динамічності / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, А.І. Нікорчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України, 2013. – №2. – С. 61-66.

Мазин О. С., аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Коробко А. И., к. т. н., доц., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АГРЕГАТОВ И УЗЛОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ МАШИН**

Внедрение диагностики техники, как гражданской, так и военной, является очень сложной технико-экономической проблемой. Своевременное проведённое диагностирование и соответствующие последующие действия способствуют обеспечению коэффициента готовности на соответствующем уровне.

В докладе изложены результаты экспериментального исследования предложенного экспресс-метода диагностирования рулевого управления шарнирно-сочленённых машин, который позволяет проводить диагностику с минимальными затратами временных и материальных ресурсов. Предложенный метод основан на методе парциальных ускорений. Проведено нормирование диагностического показателя

В качестве диагностического критерия выбраны параметры: время совершения цикла поворота направляющих колес, амплитуда развиваемых ускорений, площадь под кривой ускорений.

В общем случае, экспресс-метод диагностики заключается в следующем:

- установить направляющие колеса в крайнее левое положение;
- включить измерительный комплекс;
- с помощью рулевого колеса совершить полные повороты трактора поочередно вправо и влево по 3 раза;
- зафиксировать результат.
- по номограмме определить объемный коэффициент полезного действия гидрообъемного рулевого управления.

Для установления нормативного значения диагностического параметра использовался вероятностный метод. Для этого, сначала, проводилась предварительная серия измерений по разработанной методике на новом исправном тракторе в десяти повторностях. Результаты заносятся в специальную таблицу.

На рис. 1 показан фрагмент результатов измерения по предварительной серии.

Для определения объемного коэффициента полезного действия гидрообъемного рулевого управления предложена экспериментально-расчетная номограмма, общий вид которой представлен на рис. 2. Следует сказать, что для разных классов тракторов вид номограммы будет соответственно разным. Поэтому построение таких номограмм необходимо проводить на этапе исследовательских определительных испытаний. И данные заносить в техническую документацию.

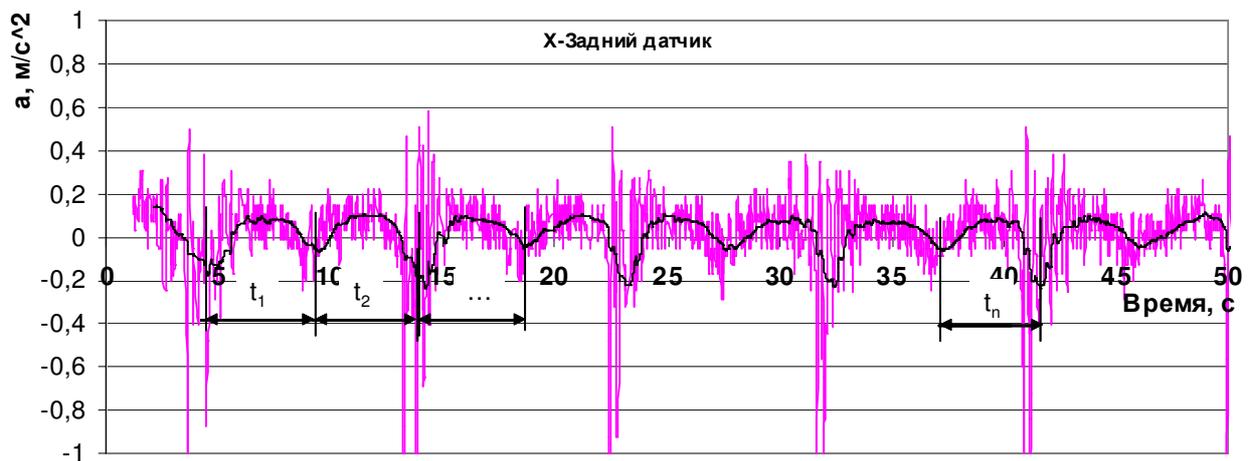


Рисунок 1 – Фрагмент результатов испытаний

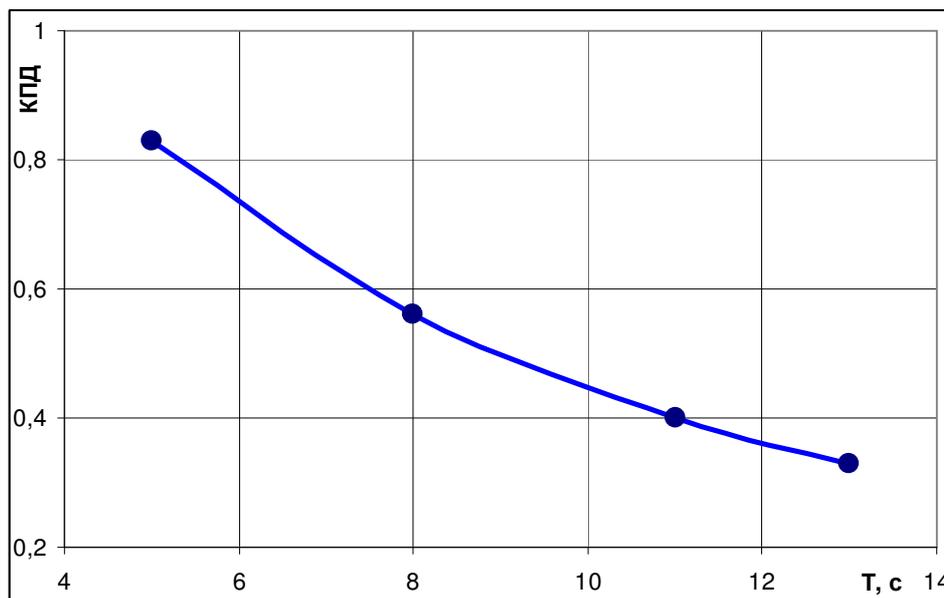


Рисунок 2 – Общий вид номограммы для определения объемного коэффициента полезного действия гидрообъемного рулевого управления

При моделировании неисправностей, было установлено, что при неисправностях гидронасоса (уменьшение давления) увеличивается время совершения поворота колес. При перетечках в гидросистеме изменяется амплитуда и вид кривой изображенной на рис. 1 и изменяется площадь под кривой ускорений.

Предложенный экспресс-метод диагностирования рулевого управления шарнирно-сочленённых машин позволяет без наличия специальной площадки для ходовых испытаний проводить диагностирование с наименьшими затратами времени. В качестве диагностических предложены новые критерии – продольное ускорение, возникающее при повороте направляющих колес, время совершения поворота направляющих колес. Дальнейшего исследования и уточнения требует метод в части разделения и визуализации результатов испытаний.

Мармут Игорь Арнольдович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Техническая диагностика сложных объектов представляет собой систему, которая должна иметь математическое обеспечение (алгоритмы и программы распознавания), техническое (совокупность устройств получения и обработки информации) и информационное (способы получения диагностической информации, ее хранение и систематизацию) [1]. Использование для диагностики кибернетических методов невозможно без математического описания объекта. В зависимости от сложности объекта, применяемого диагностического метода и имеющейся исходной информации оно может быть представлено уравнениями динамики систем автоматического регулирования (управления), системами алгебраических уравнений, конечными автоматами, логическими моделями и граф-моделями.

Стационарную линейную динамическую систему можно рассматривать как некоторый функциональный оператор (преобразователь)  $A$ , который характеризует динамические свойства объекта и входной сигнал системы  $x(t)$  превращает в выходной сигнал  $y(t)$ :

$$y(t) = A \cdot x(t). \quad (1)$$

Если известны сигналы  $x(t)$  и  $y(t)$ , то нахождение оператора  $A$  и является основной задачей диагностики динамических систем – кибернетической системы:

$$A = y(t) / x(t). \quad (2)$$

Если система является многомерной с общим выходом, то определяются все операторы  $A$  уравнения  $y(t) = \sum_{i=1}^n A_i \cdot x_i(t)$ .

Определение линейного интегрального оператора  $A$  по уравнению вида (2) решается известным из теории автоматического управления выражением:

$$y(t) = \int_{t_0}^t \omega(t, \xi) \cdot d\xi, \quad (3)$$

где  $\omega(t, \xi)$  – импульсная переходная функция системы.

Вычисление функции  $\omega(t, \xi)$  путем решения интегрального уравнения (3) практически невозможно из-за того, что реализации случайных функций  $x(t)$  и  $y(t)$  имеют случайный характер и, как правило, не могут быть аппроксимированы достаточно простыми аналитическими выражениями.

Поэтому в формуле (3) вместо случайных сигналов  $x(t)$  и  $y(t)$  целесообразно использовать корреляционные функции входного и взаимную функцию выходного и входного сигналов [2]. Можно использовать определение взаимной корреляционной функции, которая имеет вид:

$$K_{xy}(t_1, t_2) = M \{ [x(t_1) - m_x(t_1)] \times [y(t_2) - m_y(t_2)] \}, \quad (4)$$

где  $m_x(t), m_y(t)$  – средние значения функций  $x(t)$  и  $y(t)$ ;  $M$  – знак математического ожидания.

Математическое ожидание выходного сигнала  $m_y(t)$  связано с математическим ожиданием входной величины  $m_x(t)$  выражением, аналогичным (3):

$$m_y(t) = \int_{t_0}^t \omega(t, \xi) \cdot m_x(\xi) \cdot d\xi. \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в формулу (4), получим:

$$K_{xy}(t_1, t_2) = M \left\{ [x(t_1) - m_x(t_1)] \times \left[ \int_{t_0}^{t_2} \omega(t_2, \xi) [x(\xi) - m_x(\xi)] d\xi \right] \right\}. \quad (6)$$

Здесь вместо  $y(t_2)$  подставлено его значение.

Так как импульсная переходная функция  $\omega(t, \xi)$  рассматривается как случайная, а операции интегрирования и математического ожидания обладают свойством перестановочности, то

$$K_{xy}(t_1, t_2) = \int_{t_0}^{t_2} \omega(t_2, \xi) M \{ [x(t_1) - m_x(t_1)] \times [x(\xi) - m_x(\xi)] \} d\xi$$

или окончательно

$$K_{xy}(t_1, t_2) = K_{yx}(t_2, t_1) = \int_{t_0}^{t_2} \omega(t_2, \xi) \cdot K_x(t_1, \xi) d\xi. \quad (7)$$

Поскольку при диагностике оцениваются физически возможные системы, то уравнение (7) справедливо для  $t_2 \geq t_1 \geq 0$ . Уравнение (7), являясь основным уравнением статистической теории оптимальных систем, является также и основным уравнением теории кибернетической диагностики.

## Литература

1. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Техническая кибернетика транспорта. – Х.: ХГАДГУ, 2001. – 271 с.
2. Гельфандбейн Я.А. Основное интегральное уравнение диагностики динамической системы и решение его методом формирующих фильтров // Кибернетика и диагностика. – Рига: Звайгзне. – 1966. – С. 70-79.

Марченков Вячеслав Вадимович, магістрант, Військова академія(м. Одеса), (098)9794703, [fallen4703@gmail.com](mailto:fallen4703@gmail.com)

### **РОЗРОБКА ПРОПОЗИЦІЙ ДЛЯ ОНОВЛЕННЯ ПАРКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ЗАСОБІВ З УРАХУВАННЯМ ЇХ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ**

Сучасний стан автомобільної військової техніки, що стоїть на оснащенні в Збройних Силах України не може в повній мірі забезпечити бойову готовність військ та виконання бойових задач з перевезення вантажів та особового складу, а 70 відсотків взагалі непрацездатні, середній строк експлуатації 45% складає 20-25 років.[1].

Все це обумовило виникнення потреби в оновленні парку військовою автомобільною технікою з вищим рівнем надійності для забезпечення технічної готовності військової техніки при виконанні бойових завдань.

В роботі проведено аналіз складу військової колісної автомобільної техніки країн учасниць НАТО на прикладі досвіду Франції. В результаті аналізу видно, що вітчизняна техніка, в своїх основних технічних характеристиках, програє майже в півтора рази іноземним зразкам по слідуючим показникам: вантажопідйомність (УРАЛ 4320-6000 кг, RENAULT MAGNUM-10901кг; КАМАЗ 4310 – 6000 кг, MAN TGA-10500 кг); потужність двигуна (УРАЛ 4320-176 (240) кВт (к.с.), RENAULT MAGNUM-339 (500) кВт (к.с.); КАМАЗ 4310-176 (240) кВт (к.с.), MAN TGA-316 (430) кВт (к.с.)); максимальна швидкість (УРАЛ 4320-85 км./год, RENAULT MAGNUM-110 км./год; КАМАЗ 4310-85 км./год, MAN TGA-110 км./год). При цьому показники паливної економічності у іноземних зразків техніки значно не відрізняються від вітчизняних[2].

В результаті порівняльного аналізу зразки автомобільної техніки, якими озброєно Збройні Сили України відстають по основним показникам тактико-технічних характеристик, по-перше тому, що техніка має майже стовідсотковий рівень морального і фізичного зносу. Отже, заміна автомобільних засобів, що є на озброєнні Збройних Сил України являється актуальним.[3].

В результаті роботи запропоновано прогнозну модель(довгострокову) поступового оновлення парку військової техніки, що підвищить рівень її працездатності та надійності в експлуатації.[4].

## Література

1. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий, К.Л. Гаврилов и др. ; под общ. ред. В.М. Приходько. – М. : Машиностроение, 2004. – 704 с.
2. Кононенко І. В. Стан і перспективи розвитку пасажирського автотранспорту України на період до 2010 року: Наук.-метод. видання. / І. В. Кононенко, Г. Г. Овсянников. – К.: Укравтопром, 1999. – 150 с.
3. Бачурин, А.А. Анализ производственно-хозяйственной деятельности автотранспортных организаций: учебное пособие для вузов /А.А. Бачурин; под ред. З.И. Аксеновой. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 320 с.
4. Грузовые автомобильные перевозки: учебник для вузов /А.В. Вельможин и др. – М.: Горячая Линия–Телеком, 2006. – 560 с.

Марчук Богдан Григорович, магістрант, Військова академія (м. Одеса), тел: (063)4987320 E-mail: [Inkasator1103@gmail.com](mailto:Inkasator1103@gmail.com)

### **ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ВІДНОВЛЕННЯ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В ПОЛЬОВИХ УМОВАХ**

Актуальність теми спричиняють, перш за все, реальні потреби автомобільних служб щодо своєчасного відновлення військової автомобільної техніки в польових умовах, на суттєвій відстані від основної бази дислокації, а також відсутність науково обґрунтованих рекомендацій для ефективного застосування сил і засобів відновлення техніки в специфічних сучасних умовах.

Автомобільна техніка, що вийшла з ладу в ході бойових дій з технічних причин або з причин отримання слабких бойових пошкоджень, повинні відновлюватися в об'ємі поточного ремонту у бойових порядках силами екіпажів і ремонтно-відновлювальних відділень підрозділів. Бойові машини, що не ремонтуються силами підрозділів, повинні евакуюватися на збірний пункт пошкоджених машин військових частин. Ремонт автомобільних базових шасі озброєння повинен здійснюватися агрегатним методом, з тим щоб істотно зменшити ймовірність перебування озброєння в стані відновлення і збільшити ймовірність його перебування в стані бойового застосування за призначенням.

В першу чергу повинні відновлюватися зразки мобільних агрегатів озброєння з найменшим об'ємом робіт.

Ремонт має бути комплексним. Для його реалізації частіше відчувається нестача фахівців-ремонтників по системах управління і електроустаткування автомобільних базових шасі (АБШ), а також шасі протиповітряної оборони.

*Необхідні умови для оперативного відновлення мобільних агрегатів ракетних комплексів (з урахуванням досвіду) представляються наступними.*

1. Необхідно забезпечити достатню укомплектованість ремонтних частин і підрозділів по штатах мирного часу і високі навички фахівців-

ремонтників для їх своєчасної підготовки до відновлення АБШ в польових умовах.

2. Устаткування рухливих засобів технічного обслуговування і ремонту має бути сучасним і повинно відповідати номенклатурі техніки.

3. Потрібні засоби для ремонту нових зразків техніки, потрібні фонди групових і експлуатаційних комплектів; має бути забезпечена відповідність номенклатури запчастин, що входять до складу ремонтних комплектів, характеру бойових пошкоджень агрегатів і агрегатів, які виходять з ладу з технічних причин.

4. Мають бути накопичені оперативні запаси військово-технічного майна, особливо автомобільної техніки, щоб не потрібно було організовувати додаткові постачання від замовляючих управлінь повітряним і автомобільним транспортом.

5. Підвезення військово-технічного майна в ремонтні органи повинне здійснюватися централізовано.

6. Потрібне централізоване управління системою технічного забезпечення, потрібний переважний розвиток польових мобільних комплексних ремонтно-евакуаційних органів, ешелонування в стратегічному, оперативному і військовому ланках системи постачання військово-технічного майна.

7. Потрібні достовірне прогнозування витрати ракет і боєприпасів по етапах операції, визначення ресурсу і об'єму їх підвезення, організація взаємодії з цих питань з штабом тилу військ; щодобове їх підвезення по необгрунтованих заявках військ може зажадати сотень автомобілів, що здійснити практично неможливо.

8. Має бути налагоджене інформування керівних органів технічного забезпечення про проведення заходів Генеральним штабом, про прийняті рішення по підготовці, укомплектуванню військ, що відправляються в район військового конфлікту.

9. Укомплектування військ автомобільною технікою повинно вирішуватися за узгодженням з управліннями Генерального штабу і технічними управліннями Міністерства; вказівки про виділення додаткової кількості автомобілів під перевезення підвищених запасів ракет і боєприпасів може викликати лавину заявок з військ про додаткове виділення для кожного розгортаного формування сотень одиниць вантажних автомобілів.

10. Має бути введений в дію Табель термінових донесень по службах і встановлені терміни і форми представлення донесень, щоб це позитивно позначалося на повному і своєчасному забезпеченні військ ракетами, боєприпасами, майном і витратними матеріалами для організації відновлення озброєння і техніки, що отримали ушкодження і вийшли з ладу з технічних причин.

## **ЕКОНОМІКО-МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОБНИЦТВА ПОСЛУГ З ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Технологічні процеси технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів на підприємствах автомобільного транспорту постійно потребують заміни, оптимізації, удосконалення. На підприємствах автосервісу може вироблятися не складна продукція для комплектації транспортних засобів, що обслуговуються.

При визначенні доцільності аналізу, придбання з зовні або розробки з подальшим впровадженням нових технологій, нових видів послуг та продукції на підприємствах автомобільного транспорту, доцільно прийняти наступні основні критерії:

рівень якості виробництва продукції та послуг;

економне витрачання фінансових ресурсів при створенні, придбанні нових технологічних процесів або розширенні номенклатури сервісних послуг;

конкурентоспроможність підприємств в умовах ринкової економіки за рахунок забезпечення прибутковості виробництва ТО і ремонту транспортних засобів;

можливість повернення вкладених у виробничу базу і технології фінансових ресурсів.

Ефективність функціонування підприємства автомобільного транспорту залежить від багатьох чинників і в першу чергу від попиту в регіоні на послуги і продукцію підприємства, широти їх номенклатури, рівня технологій, що використовуються при виробництві.

Дієвим способом підвищення якості послуг та ефективності їх виробництва є оптимізація технологічних процесів і обґрунтування номенклатури як послуг з технічного обслуговування та ремонту, так і продукції, що виробляється.

Для оптимізації номенклатури продукції і послуг доцільно побудувати математичну модель. Модель повинна забезпечувати оптимальну, з точки зору можливого прибутку, номенклатуру продукції та послуг автосервісу, що виробляються.

Для спрощення моделі оптимізацію доцільно проводити не по повному прибутку виробництва, а по технологічному прибутку, тобто прибутку, який напряму залежить від технологічних процесів виробництва послуг з ТО і ремонту транспортних засобів та виробництва продукції. Такий технологічний прибуток буде формуватися за рахунок доходів від реалізації продукції та послуг і буде враховувати витрати на оплату праці основних робітників за виконання безпосередньо операцій, витрат на ресурси на виробництво та приведені до експлуатаційних капітальних вкладень на впровадження технології, технологічного устаткування.

## **ПОРІВНЯНИЙ АНАЛІЗ І ВИБІР ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЖИВУЧОСТІ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Живучість озброєння і військової техніки – це їх властивість зберігати функції під час дії противника і своєчасно відновлюватися у випадку їх пошкодження.

Саме з цього визначення витікають заходи для забезпечення живучості. Це, по-перше, маскування і вогнева протидія противнику, по-друге, своєчасне відновлення техніки у випадку її пошкодження.

Але вогнева протидія автомобільної техніки сучасному противникові скоріше є символічною, ніж реальною. Тому доцільно покладати надії лише на маскування автомобільної техніки і під час перебування її на позиції, і на окремому пересуванні, і на марші в колоні.

Актуальність вирішення проблеми забезпечення живучості автомобільної техніки шляхом її маскування. За умов розробки і застосування радіопоглинаючих матеріалів (РАМ) з необхідними електромагнітними, малогабаритними і механічними характеристиками є невідповідною.

Справа також в тому, що відновлення при бойових пошкодженнях автомобільної техніки або транспортної бази озброєння швидко не виходить. Час усунення слабких ушкоджень вимірюється годинами, середніх ушкоджень - цілодобово, сильних - тижнями і довше, а безповоротні ушкодження не усуваються взагалі.

Отже, надійнішим для забезпечення живучості комплексу є шлях збереження його функцій при дії супротивника на основі: зниження помітності комплексу і на позиції, і на марші, і при мобільній зміні позиції комплексу за час, що не перевищує час розвідки з боку повітряного супротивника і реакції його засобів вогневої поразки.

Незамінну роль тут можуть зіграти радіопоглинаючі феритові покриття, нанесені на металеву поверхню усіх металевих елементів техніки, з коефіцієнтом відображення, що не перевищує мінус 20 децибел, або тканинні накидки, просочені такими матеріалами, що ефективно укривають техніку на марші і в черговому режимі на позиції. Помітимо, що широко вживані нині РАМ забезпечують коефіцієнт відображення в широкому діапазоні частот на рівні мінус 14-16 децибел. Це, на жаль, – замало.

В той же час, технологію отримання і експериментальні випробування лабораторних зразків таких засобів підвищення живучості з необхідними характеристиками, які помітно відрізняються від відомих, можна вважати зараз відпрацьованими, навіть практично. Причинами критики на адресу відомих досягнень є незадовільні електромагнітні, механічні і малогабаритні характеристики вживаних матеріалів, разом із скромними можливостями зниження з їх допомогою помітності техніки і явним погіршенням її

мобільності з радіопоглинаючими покриттями при їх практичному застосуванні. Впливає також дорожняча і недостатньо висока експлуатаційна надійність цих матеріалів. Після знищення американського літака F-117 в Югославії в 1999 р., який був створений із застосуванням технології STELS, розробленої з фантастичними витратами, експерти дійшли висновків про «надуманість» терміну «невидимість».

Нині STELS розглядається в науковій літературі не як технологія «невидимості», а тільки як технологія зниження радіолокаційної помітності об'єктів. Це зауваження торкається, наприклад, нового літака F-22, який здійснював демонстраційні польоти на міжнародних виставках авіаційного озброєння. Інший приклад з журналу «Техніка і озброєння ППО». Фірма «VTRmaterialsystems» розробила радіопоглинаючі матеріали «сильверам» і «перларам». Проте, ці матеріали не задовольняють вимогам транспортабельності із-за їх значних масових і габаритних параметрів, що істотно погіршує характеристики мобільності техніки.

Зокрема, забезпечення виживаності техніки стикається з протиріччям між рівнем вимог до зниження їх радіолокаційної помітності і необхідністю збереження їх вантажопідйомності, мобільності і маневреності. На практиці це протиріччя долається шляхом компромісу, а саме, застосуванням радіопоглинаючих матеріалів у поєднанні з модифікацією форми зразків техніки. Останнє, природно, не забезпечує необхідного зменшення інтенсивності відбитих сигналів, що приймаються супротивником за допомогою радіолокаторів розвідки. Зменшення інтенсивності відбитої хвилі в напрямі на радіолокатор тут супроводжується пере випромінюваннями електромагнітного поля зразком техніки у безлічі інших напрямів.

Проте, нині саме цей не найперспективніший шлях для техніки є найбільш поширеним. Про це свідчать наукові публікації і комерційні відомості про розробку нових зразків в США, Китаї і Росії.

Відмічаючи складнощі розробки і застосування радіопоглинаючих матеріалів для оснащення техніки, наприклад, засобів повітряного нападу, з метою надійного пригнічення наземних засобів і ефективного прориву до об'єктів, доцільно шукати відповідь на одне природне питання. Чому повітряні засоби прориву і пригнічення супротивника (літальні апарати, що серійно випускаються) впродовж десятиліть застосовують радіо поглинаючі матеріали, а наземні засоби, де проблема маси і габаритів так гостро не стоїть, такі матеріали застосовують значно рідше? Помітимо, що наземне озброєння призначене для вирішення завдань, життєво важливих для мільйонів людей і для прикриття військ на театрі військових дій. Мабуть, це питання має бути звернене до розробників технічних рішень для забезпечення живучості не лише існуючих, але, передусім, перспективних наземних засобів.

Доцільно відмітити тут і небезпеку (для збереження живучості техніки) масового застосування супротивником легких, практично радіо прозорих безпілотних літальних апаратів різного призначення: розвідувальних; ударних; що ретранслюють інформацію про дислокацію наземних засобів.

## **НЕОБХІДНІСТЬ УТОЧНЕННЯ ПИТОМИХ ТРУДОМІСТКОСТЕЙ ОБСЛУГОВУВАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СТО**

Останнім часом, серед підприємств автомобільного транспорту, значного розвитку отримали автообслуговуючі підприємства (автозаправні станції, станції технічного обслуговування, стоянки, термінали та ін.).

Значна кількість автомобілів в країні та зростання попиту на якісні послуги сприяють розвитку відповідного автосервісу. Актуальними є проектування нових СТО та реконструкція існуючих підприємств на основі їх технологічного розрахунку. Під час технологічного проектування підприємств автомобільного транспорту керуються відповідною галузевою нормативною документацією [1, 2]. Однак наведені у ОНТП-01-91 [1] значення трудомісткості обслуговування автомобілів на СТО вказані лише як граничні, які під час проектування перевищувати не слід. Варто зазначити, що від величини прийнятих трудомісткостей залежатиме об'єм робіт з технічного обслуговування і ремонту автомобілів, кількість робочих і допоміжних постів та чисельність виробничого персоналу. Звісно, при цьому необхідно врахувати спеціалізацію виконуваних робіт, рівень механізації та автоматизації виробничих процесів ТО і ремонту на СТО.

Результати проведених статистичних досліджень нормативів трудовитрат, що використовуються сучасними, у тому числі і фірмовими [3], СТО вказують на суттєве зменшення питомих трудомісткостей ТО і ремонту у порівнянні зі згаданими галузевими нормами. Це пояснюється тим, що з моменту прийняття норм проектування [1] відбулося удосконалення конструкції автомобілів, підвищення якості експлуатаційних матеріалів та організації технологічних процесів. Тому остаточно, при проектуванні СТО, величини питомих трудомісткостей обслуговування легкових автомобілів потребують уточнення, а вибір їх значення вимагає обґрунтування.

### **Література**

1. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта ОНТП-01-91. Росавтотранс [Електронний ресурс]. – М.: Росавтотранс, 1991. URL: <http://ventportal.com/ua/node/468>.
2. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту [Електронний ресурс] / Мінтранс України. Затв. Наказом №102 30.03.98. URL: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>.
3. Павлюк В.І. Питомі трудомісткості обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО [Електронний ресурс] / В.І. Павлюк // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 9 (1118). – С. 92–97. URL: [http://library.kpi.kharkov.ua/Vestnik/2015\\_9.pdf](http://library.kpi.kharkov.ua/Vestnik/2015_9.pdf).

Пікневич Олег Романович, магістрант, Військова академія (м. Одеса),  
knyaz\_olezhka@mail.ru

Ганєва Таїсія Іванівна, доцент, Військова академія (м. Одеса), ос.odivt-  
taisiiia@mail.ru

## **РОЗРОБКА ПРОПОЗИЦІЙ ЩОДО ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ АКУМУЛЯТОРІВ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Робота електроустаткування протікає у важких експлуатаційних умовах, тому до електроустаткування військової автомобільної техніки пред'являються дуже високі вимоги. Прилади й деталі повинні мати мінімальну вагу й мінімальні габарити, бути максимально уніфіковані в конструктивному відношенні, по посадкових місцях і приєднувальних розмірах, забезпечувати зручність і простоту обслуговування, зручність монтажу і доступність для проведення перевірок і регулювань.

Системи електрообладнання повинні мати мінімальну номенклатуру застосовуваних виробів і мінімальна кількість органів управління, не створювати радіозавад, що перевищують діючі норми, і обов'язково включати встановлення вимикача «маси» і розетки для зовнішнього живлення системи електричного пуску, а на машинах північного і загальнокліматичного застосування – установку пристрою для підігріву акумуляторних батарей, який забезпечує температуру електроліту не нижче 20°C при температурі навколишнього середовища – 60°C [1].

Мінімальний експлуатаційний термін служби акумуляторних батарей визначається кількістю мото-годин роботи двигуна або пробігом автомобіля, а також географічним поясом, де експлуатується дана машина. Показником граничного зносу акумуляторної батареї є зниження її ємності до 70% від номінальної для танкових і до 50% для автомобільних батарей. У районах з літньою температурою вище 40°C мінімальний термін служби для танкових батарей на бойових і стройових машинах – п'ять років, або (350÷550) мото-годин, а в решті районів (-400 ÷ -600) мото-годин.

Враховуючи важкі експлуатаційні умови роботи електрообладнання, необхідно приділяти особливу увагу дотриманню правил його технічного обслуговування, і правильної організації технічного обслуговування. Питанням технічного обслуговування акумуляторних батарей часто не приділяється належної уваги, мають місце випадки не відпрацювання акумуляторними батареями, встановленими на машини, свого ресурсу. Експлуатаційні параметри акумуляторних батарей, в тому числі і термін служби, значною мірою визначаються якістю технічного обслуговування в процесі експлуатації та зберігання [2].

Обсяг робіт і періодичність технічного обслуговування акумуляторних батарей залежать від умов експлуатації, тобто інтенсивності роботи колісної або гусеничної машини, географічного поясу, пори року, а також від місця

установки аккумуляторной батареи. Интенсивность эксплуатации у транспортных, боевых и навчально-боевых машин разна.

Ресурс аккумуляторных батарей (как запас мощности и надёжности), закладений в її деталях и з'єднаннях при виготовленні, в процесі роботи не може бути змінений у бік збільшення, а контроль умов, які найгіршим чином впливають на зниження ресурсу аккумуляторных батарей, створює можливість забезпечити достатню тривалість безвідмовної роботи. Таким чином, показники аккумуляторных батарей не залишаються постійними, а швидкість їх зниження можна регулювати [3].

Кілька основних правил і вимог, дотримання яких підвищує ресурс батареї:

- щільність електроліту в осередках аккумуляторных батарей (при нормальному рівні його над пластинами) повинна бути не нижче 1,24 г/см (25°C), а напруга розімкнутого ланцюга - не нижче 12,5 В;

- полюсні виводи необхідно періодично очищати від окислів;

- аккумуляторна батарея на автомобілі повинна бути надійно закріплена на встановлюваному місці;

- розряджена при невдалому пуску двигуна аккумуляторна батарея повинна бути якомога швидше заряджена;

- щоб ефективніше відбувався її заряд від генератора. Для цього частина радіатора (з боку аккумуляторных батарей) доцільно закривати від зустрічного холодного потоку повітря.

### Література

1. Варыпаев В. Н. Химические источники тока. М.: Высшая школа, 1990.– 240 с.

2. Можяев В. Н. Электрооборудование армейских машин. М.: Военное Издательство, 1972. – 312 с.

Курзуков Н. И., Ягнятинський В. М. Аккумуляторные батареи. Краткий справочник.– М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2008. – 88с

Подригало Михаил Абович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., научный сотрудник, Харьковский университет Воздушных Сил имени Ивана Кожедуба

Сальников Роман Юрьевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, roma3250@mail.ru

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ДОРОГИ НА КОЛЕСАХ МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ**

Устойчивость и управляемость являются одними из важнейших эксплуатационных свойств, определяющих безопасность дорожного движения.

Нормальные реакции на колесах многоосного автомобиля оказывают значительное влияние на формирование стабильности указанных показателей.

Для рассмотрения статической неопределимости в теории упругости можно составить уравнения совместности деформаций. Однако это требует введения в рассматриваемую модель конструктивных параметров шин, подвески и других элементов ходовой системы автомобиля, что затрудняет проведение предварительных расчетов на этапе проектирования.

На рис. 1 приведена плоская расчетная схема четырехосного автомобиля с двумя передними управляемыми мостами и двумя задними, установленными на балансирной тележке.

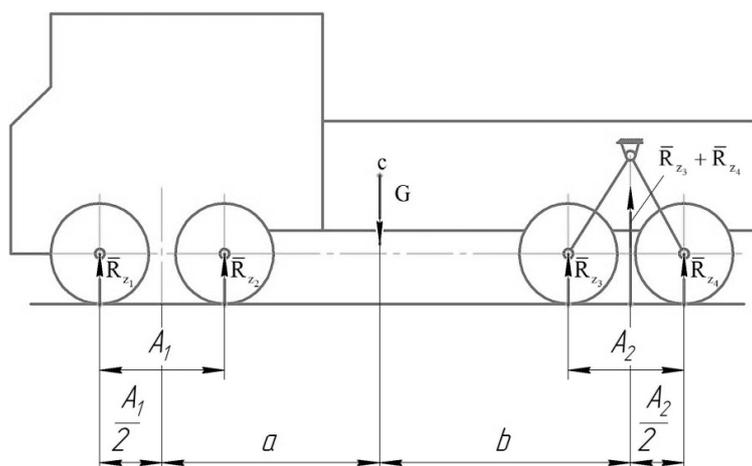


Рисунок 1 - Схема действия нормальных сил и реакций на неподвижный четырехосный автомобиль

Уравнение суммы моментов относительно точки О имеет вид

$$G \cdot b - R_{z_1} \left( a + b + \frac{A_1}{2} \right) - R_{z_2} \left( a + b - \frac{A_1}{2} \right) = 0. \quad (1)$$

При определении параметров нормального распределения случайной величины  $R_{z_1}$  воспользуемся правилом «трех сигм». Максимальное и минимальное значение  $R_{z_1}$  определяются из условий максимального нагружения первой оси и максимального нагружения колес второй оси.

Максимальные суммарные нормальные нагрузки на колесах передней и задней оси

$$R_{z_1 \max} = \frac{b}{a + b + \frac{A_1}{2}} G \rightarrow \text{при } R_{z_2} = R_{z_2 \min} = 0; \quad (2)$$

$$R_{z_2 \max} = \frac{b}{a + b - \frac{A_1}{2}} G \rightarrow \text{при } R_{z_1} = R_{z_1 \min} = 0. \quad (3)$$

На основании проведенных исследований и преобразований получим следующие зависимости

$$R_{z_3}^* = R_{z_4}^* = 0,5G \frac{a(a+b) - \frac{A_1}{2} \left( \frac{b}{3} + \frac{A_1}{2} \right)}{(a+b)^2 - \frac{A_1^2}{4}}; \quad (4)$$

$$R_{z_3}^{**} = R_{z_4}^{**} = 0,5G \frac{a(a+b) + \frac{A_1}{2} \left( \frac{b}{3} - \frac{A_1}{2} \right)}{(a+b)^2 - \frac{A_1^2}{4}}. \quad (5)$$

На рис. 2 представлен график нормальных реакций в плоскости дороги в зависимости от массы и межосевого расстояния.

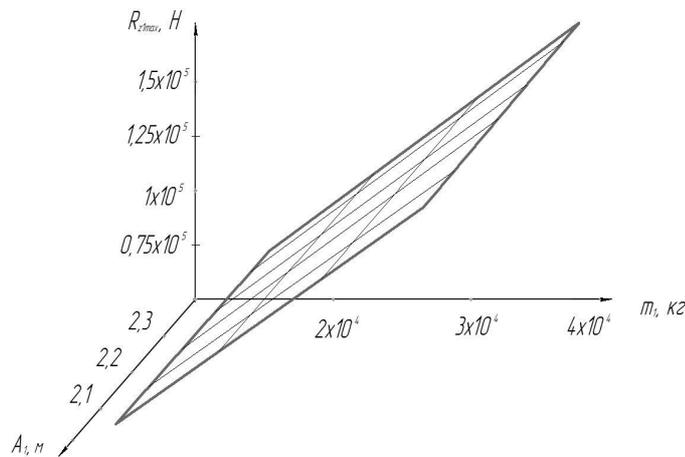


Рисунок 2 – График нормальных реакций в плоскости дороги в зависимости от массы и межосевого расстояния

Полученные с использованием вероятностных методов зависимости позволяют определять средние значения суммарных нормальных реакций на осях четырехосного автомобиля с двумя передними управляемыми мостами. С увеличением отношений  $a/b$  и  $A_1/b$  происходит уменьшение рассеяния суммарных нормальных реакций на осях, а следовательно, и повышение функциональной стабильности автомобиля.

Рабинович Эрнест Хаимович, к.т.н. доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [erjara39@ukr.net](mailto:erjara39@ukr.net)

Зыбцев Юрий Васильевич, инженер, ст. преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [tesa@khadi.kharkov.ua](mailto:tesa@khadi.kharkov.ua)

## РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАЗГОНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ЭМПИРИЧЕСКИМИ ПОПРАВКАМИ

Для нормирования диагностических параметров, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля, нужна кривая крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя. Однако при разгоне вид этой

кривой искажается – меняется форма, снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается вдоль оси частот вращения коленчатого вала (КВ). Эти изменения необходимо учитывать в расчетах, но не удалось найти указаний, как оценить количественно это влияние. Анализ результатов дорожных испытаний позволил предложить для получения разгонных кривых момента эмпирические поправки к обычному расчету:

$$K_1 = 1 - 0,02 \cdot u_{kn}, \quad \Delta n_M = \pm 275 \cdot u_{kn}, \quad K_2 = 1 - T \cdot [U_1 + U_2 \cdot (n/n_M - 1)^2], \quad (1)$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий снижение крутящего момента в зависимости от передачи;  $u_{kn}$  – передаточное число включенной передачи в КП;  $\Delta n_M$  – смещение точки максимального момента вдоль оси частот вращения КВ, мин<sup>-1</sup>; принимать знак "+" для двигателей с плоской кривой момента, "-" для случая выпуклой кривой (рекомендация проф. А.Н. Пойды);  $K_2$  – коэффициент, учитывающий увеличение крутизны ветвей кривой крутящего момента справа и слева от точки максимума;  $T$  – возраст автомобиля в годах (для автомобилей, снятых с производства  $R$  лет назад, принимать  $T = R + 3$ );  $n_M$  – обороты максимального момента, мин<sup>-1</sup>.

По разнице номинальной кривой момента двигателя ВАЗ-21011 и кривой при полностью изношенной ЦПГ [1] были приняты значения  $U_1=0,018$ ,  $U_2=0,03$ . Однако опыт расчетов для более долговечных двигателей (в частности, двигателя 2Е автомобиля VW Passat В4) подсказал целесообразность уменьшения коэффициентов до значений  $U_1=0,006$ ,  $U_2=0,01$

Задача-минимум расчета – вычисление времени разгона автомобиля от первой заданной скорости до второй. Более широкая задача – расчет диаграммы разгона  $v(t)$ . Все варианты расчета – это, по существу, варианты аппроксимации экспериментальной диаграммы. По каждому варианту вычислялась относительная ошибка аппроксимации по формуле

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{\sum [1 - t(v_i)/t_i]^2}{n-1}} 100\%, \quad (2)$$

где  $t_i$  – экспериментальное значение времени достижения скорости  $v_i$ ;  $t(v_i)$  – расчетное значение времени достижения скорости  $v_i$ ;  $n$  – количество точек.

Для сравнения разных методик расчета каждому варианту присваивалось место по значению ошибки аппроксимации. Окончательный выбор предпочтительного варианта определялся по средней ошибке и сумме мест во всех выполненных расчетах по данным экспериментов на 10 автомобилях разных моделей.

Таблица 1 – Сравнение методов расчета по всем автомобилям

Вариант расчета	Сумма мест	Ср. отн. ошибка, %
-----------------	------------	--------------------

Номинальная кривая, аппроксимированная полиномом 6 степени	<b>128</b>	<b>15,81</b>
То же + эмпирические поправки	<b>120</b>	<b>16,03</b>
То же с уменьшенным $K_2$	<b>95</b>	<b>16,92</b>
То же без $K_2$	<b>97</b>	<b>13,51</b>
Кривая по формуле Лейдермана	<b>145</b>	<b>18,91</b>
То же + эмпирические поправки	<b>87</b>	<b>11,70</b>
То же с уменьшенным $K_2$	<b>102</b>	<b>14,47</b>
То же без $K_2$	<b>111</b>	<b>17,65</b>
Ном. кривая, аппроксимированная полиномом 3 степени+ эмпирич. поправки	<b>113</b>	<b>16,30</b>
То же с уменьшенным $K_2$	<b>83</b>	<b>11,29</b>
То же без $K_2$	<b>110</b>	<b>15,82</b>

Как видно из таблицы, по сумме мест в каждой группе все варианты с эмпирическими поправками лучше, чем такие же варианты, но без поправок. Самые близкие к эксперименту значения дают расчеты с уменьшенными значениями  $K_2$ . Но, как уже отмечалось, этот коэффициент применим только в отдельных случаях. Из вариантов без  $K_2$  лучшее приближение к эксперименту дает расчет по номинальной кривой, аппроксимированной полиномом 6-ой степени, несколько хуже расчеты при аппроксимации полиномом 3-ей степени и при пользовании формулой Лейдермана. Оценки по средней относительной ошибке не так однозначны – сильно сказывается расхождение между расчетными и экспериментальными значениями на малых скоростях, выраженное их отношением  $t(v_i)/t_i$ .

### Литература

Методика и результаты проведения испытаний двигателя ВАЗ 21011 на моторном масле с добавкой Ройл Тритмент (РТ) / Электронный ресурс // Режим доступа <http://www.toppartner.ru/allinfo/rezults/roil/mami1.htm>.

Тимченко О.І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Назаров О.І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Назаров І.О., аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@rambler.ru

## ПІДВИЩЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ЕКСПЛУАТУЮТЬСЯ

Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах.

В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхні тертя, неоднакове попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос деталей дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів може бути не рівномірним. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його розподіл по поверхні тертя.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованою в «тілі» другої деталі (рис.1). Така картина показує як би врізання однієї деталі в іншу під час зносу. Сумарна епюра буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежена кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Величина зносу спряжених деталей (диска і колодок) переднього дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу ( $m_p = m_v = 1$ ), як найбільш вірогідного за умов експлуатації,

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot n}{R - r} \cdot T_i, \quad (1)$$

де  $R, r$  - зовнішній та внутрішній діаметри тертя (див. рис.1).

Одержимо основну закономірність зміни технічного стану дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі легкового автомобіля, під час експлуатації у вигляді

$$U_{1(2)} = \frac{\pi d_u^2 \cdot n \cdot k_{1(2)}}{4(R - r) \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1\right)} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}} \cdot i_{f1(2)} \cdot (p_{20} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10})) \cdot T. \quad (2)$$

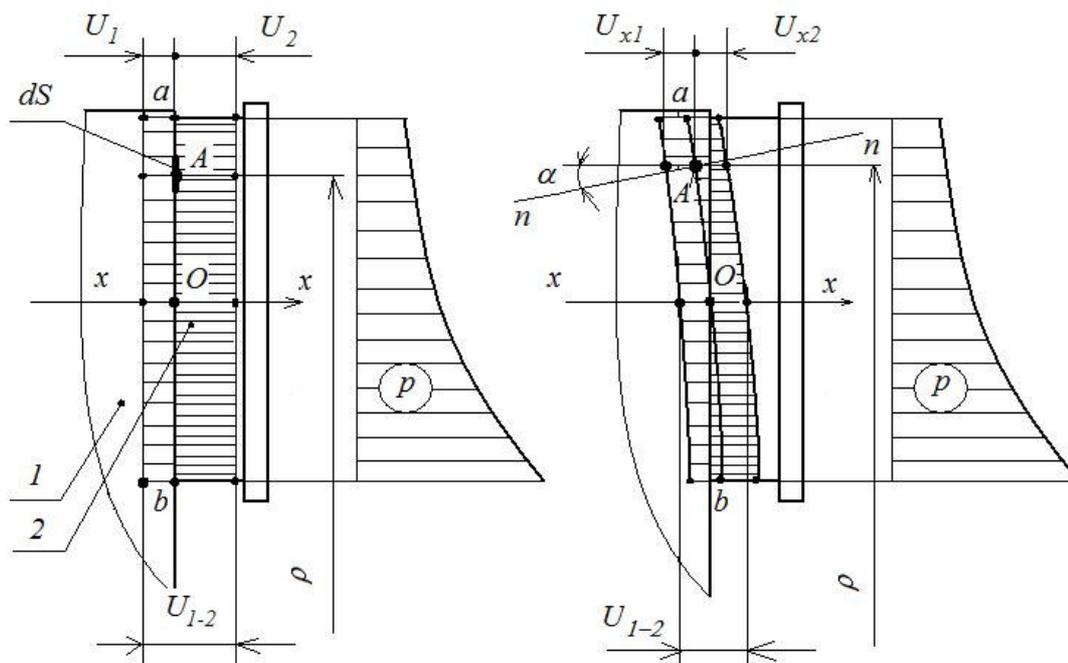


Рисунок 1 – Схема зносу дискового гальмівного механізму

Для визначення строку  $T_i$  служби  $i$ -ої деталі необхідно знати характер протікання зносу цієї деталі в часі та гранично допустиму величину її зносу

$$T_i = \frac{[U_{1(2)}]}{\gamma_i}, \quad (3)$$

де  $\gamma_i$  - швидкість зношування  $i$ -ої деталі.

Ця формула для визначення строків служби може бути застосована для тих деталей, котрі ремонтуються або замінюються на нові по мірі їх виходу із ладу, тобто коли зноси досягли граничного значення. Такими деталями є швидкозмінні деталі (гальмівні колодки), які міняються під час міжремонтного обслуговування автомобілів.

У відповідності до одержаної закономірності (3) можна стверджувати, що за рівних інших умов експлуатації легкових автомобілів знос спряжених деталей дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, за певний строк служби буде меншим, якщо знижувати коефіцієнт постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього), збільшувати конструктивний коефіцієнт передніх гальмівних механізмів, а задніх – зменшувати; збільшувати зовнішній діаметр тертя гальмівного диску та зменшувати його внутрішній діаметр (збільшити ширину колодки); зменшувати коефіцієнти, що характеризують швидкість зношення матеріалів диску і накладок (підвищити зносостійкість їх матеріалів).

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (м. Київ)

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, Військова Академія (м. Одеса), [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)

Лисий Олександр Васильович, здобувач, Військова Академія (м. Одеса)

## ОСОБЛИВОСТІ УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ АВТОПОЇЗДІВ

Загальні умови експлуатації автопоїздів в Україні останніми роками постійно суттєво змінюються. Значно зросли їх добові пробіги, коефіцієнт завантаженості. Логістика транспортних задач привела до виконання виробничих завдань з відривом від місця базування підприємства. Це пов'язано з розгалуженням транспортної мережі, постійним нарощуванням обсягів автомобільних перевезень.

Отже, виникає проблема щодо недостатньої точності розрахунку ресурсу основних частин автопоїздів та їх здібності зберігати в заданих межах значення параметрів, що характеризують необхідні їх функції протягом всього терміну експлуатації. Основним нормативним документом, регламентуючим експлуатаційні норми середнього ресурсу основних частин автопоїзда є його сервісна книжка заводу виробника.

Розглядаючи можливість управління технічним станом (ТС) автопоїздів на основі інтенсивності й характеру зносу основних частин необхідно провести дослідження чинників, що визначають дані параметри їх стану. Фактичний їх ресурс визначається пробігом до виникнення відмови. Чинники, що визначають знос основних частин автопоїзда необхідно розділити на три категорії: повністю некеровані, частково керовані й повністю керовані [1]. Ступінь їх впливу на зміну технічного стану основних частин неоднаковий. Виділення найбільш значимих чинників можливе за допомогою математично-статистичного методу (ап'юріорного ранжування) експертних оцінок. На рис. 1 представлена діаграма рангів. Пунктирною лінією показана середня сума рангів. Значимими вважаються ті чинники, сума рангів яких не перевищує середню суму.

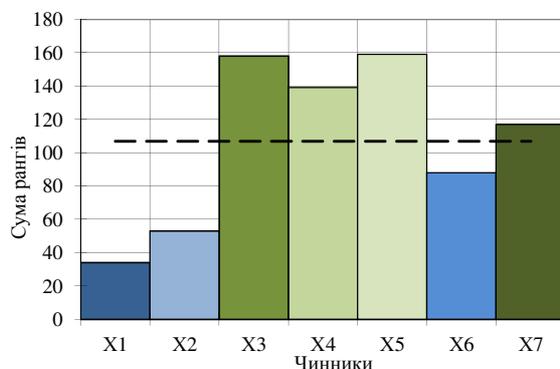


Рисунок 1 – Діаграма рангів при виборі основних чинників, що впливають на ресурс основних частин автопоїздів

На рис. 1 наступні позначення:  $X_1$  – періодичність ТО і ремонту;  $X_2$  – умови експлуатації;  $X_3$  – питомі витрати на експлуатацію;  $X_4$  – дорожньо-кліматичні умови;  $X_5$  – рівень кваліфікації водія;  $X_6$  – якість конструкції автомобіля;  $X_7$  – рівень кваліфікації ремонтних робітників і обладнання щодо ТО та ремонту.

Отже, найбільш значимими чинниками є:

- періодичність ТО і ремонту;
- умови експлуатації;
- якість конструкції автомобіля;
- рівень кваліфікації ремонтних робітників і обладнання щодо ТО та ремонту.

Авторами розроблено декілька удосконалених методів прогнозування ресурсу основних частин автопоїзда, а саме:

- модель коректування періодичності технічного обслуговування (ТО) в залежності від умов експлуатації [2];
- призначення ресурсу за статистичними даними підприємства з заданою вірогідністю відмови [3];
- прогнозування ресурсу за фактичною інтенсивністю зносу на підставі багатофакторної моделі порівняння експлуатаційних показників автопоїздів [4].

Таким чином, практичний ресурс автопоїздів залежить від періодичності ТО, виходячи із середньостатистичних нормативів з урахуванням істотних відмінностей у їх стані й можливості удосконалення системи ТО і ремонту.

### Література

1. Сахно В.П. Аналіз умов забезпечення працездатності автотранспортних засобів на основі удосконалення системи технічного обслуговування / Сахно В.П., Сакно О.П., Лисий О.В. // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка [«Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві»]. – Харків : ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158. – С. 144-149.

2. Сахно В.П. До моделювання системи технічного обслуговування і ремонту автопоїздів / Сахно В.П., Сакно О.П., Лисий О.В. // [Науковий журнал] Молодий вчений. – Херсон : Редакція журналу «Молодий вчений», 2015. – Вип. № 5 (20) Ч. 1, травень, 2015 р. – С. 54-57.

3. Сахно В.П. Развитие системы технического обслуживания автотранспортных средств с учетом появления отказа при достижении определенного пробега / Сахно В.П., Сакно О.П., Лысый А.В. // Материалы X междунар. заочн. науч.-техн. конф. [Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Эксплуатация и развитие автомобильного транспорта], (15 мая 2015 г.). – Пенза : ПГУАС, 2015. – С. 301- 307.

4. Сахно В.П. До багатофакторної моделі порівняння експлуатаційних показників автопоїздів / Сахно В.П., Сакно О.П., Лисий О.В. та інш. // [Електронне наукове фахове видання] Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – Харків : ХНАДУ, 2015. – Вип. 7/2015. – С. 118-125. – режим доступу: [http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE15\\_1/index.html](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE15_1/index.html).

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru), Військова Академія (м. Одеса)

Лукічов Олександр Володимирович, к.т.н., доцент, Донецька академія автомобільного транспорту (м. Красноармійськ)

## ДО ПИТАННЯ КОРИГУВАННЯ РЕЖИМІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОПОЇЗДІВ

Стратегії технічного обслуговування (ТО) і ремонту (Р) автопоїздів пройшли багатовіковий шлях розвитку від ремонту за фактом відмови до індивідуальних, побудованих на комп'ютерних діагностичних системах. На практиці використовують рекомендації заводів-виготовлювачів, науково-дослідних та інших установ, готові програмні засоби. Завдання експлуатаційників зводяться до правильної організації системи підтримання працездатності автомобілів, віддаючи перевагу рекомендаціям виробників і постачальників техніки як виконавцям гарантійних зобов'язань.

Існуючі варіанти систем ТО і Р автомобілів (рис. 1) передбачають проведення ТО і Р профілактично або після відмови.

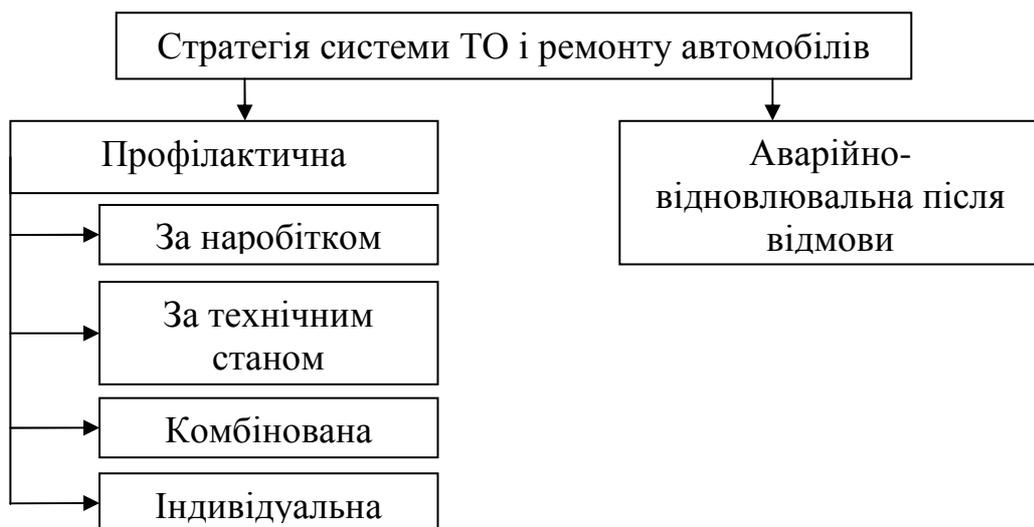


Рисунок 1 – Класифікація стратегій формування системи ТО і Р автомобілів

Довговічність і експлуатаційна надійність автомобіля, як зазначалося вище, залежить від великої кількості конструктивно-технологічних та експлуатаційних факторів. Ці ж фактори впливають і на режими ТО автомобілів. Тому, очевидно, що для кожного автосервісу повинні бути обрані свої, найвигідніші (оптимальні) режими ТО, що враховують специфічні умови роботи даного підприємства [1].

Одним із актуальних питань залишається економічне й раціональне використання ресурсу автомобіля, корегувати режими і обсяг ТО в залежності від наробітки.

В якості об'єкта дослідження при коригуванні режимів ТО для підприємств, що експлуатують автопоїзда іноземного виробництва, була визначена цільова функція:

$$C, L_{\text{опт}}(t_{\text{тр}}) \rightarrow \text{opt}, \quad (1)$$

де  $C$  – витрати на ТО і Р автопоїзда, грн.;  $L_{\text{опт}}$  – оптимальний (ефективний) пробіг автомобіля, тис. км;  $t_{\text{тр}}$  – питома трудомісткість поточного ремонту, чол•год/1000 км.

Для автопоїздів частка витрат на пневматичні шини становить близько 8%, що відповідає такій же частці в цільовій функції. Це підтверджує необхідність аналізувати по елементам технічний стан автопоїзда.

При технічній експлуатації автопоїздів підвищення  $\alpha_{\text{ТГ}}$  призводить до збільшення продуктивності процесу перевезень  $W_i$ . Тоді собівартість перевезень – це функція:

$$S = f(C_{\text{ПВ}}, C_{\text{ЗВ}}, L, W), \quad (2)$$

де  $C_{\text{ПВ}} = C_{\text{ЗПв}} + C_{\text{НВ}}$  – постійні витрати, що складаються зі заробітної платні водіїв і накладних витрат, грн.;  $C_{\text{ЗВ}} = C_{\text{П}} + C_{\text{ЗМ}} + C_{\text{Ш}} + C_{\text{А}} + C_{\text{ТО}}$  – змінні витрати, що складаються з витрат відповідно на паливо, змащувальні матеріали, на шини й амортизаційні відрахування, на ТО і Р автопоїзда, грн.;  $L$  – пробіг автопоїзда, тис. км;  $W$  – продуктивність процесу перевезень автопоїздом, т-км.

Собівартість залежить від технічного стану автопоїздів, витрат на шини, паливо, мастило, амортизаційні відрахування, ТО і Р їх агрегатів.

Зменшення комплексу витрат на експлуатацію автопоїздів може бути досягнуте за рахунок зменшення витрат на шини, паливо та ТО і Р їх агрегатів:

$$\Delta S(L) = f(C_{\text{Ш}}(L), C_{\text{П}}(L), \Sigma C_{\text{ТО}_i}(L)). \quad (3)$$

Оптимізація ефективності ТЕ, може бути охарактеризована ступенем технічної готовності автопоїздів до виконання транспортної роботи  $\alpha_{\text{ТГ}}$  [2]. Тоді, математична модель формування  $\alpha_{\text{ТГ}}$  буде представлена:

$$\alpha_{\text{ТГ}} = f(X_L, X_t, Z_L, Z_t, W_L, W_t, W_\lambda) \rightarrow 1, \quad (4)$$

де  $X_L, X_t$  – контрольовані керовані змінні чинники, що пов'язані з пробігом і з часом відповідно;  $Z_L, Z_t$  – контрольовані некеровані змінні чинники, що пов'язані з пробігом і з часом відповідно;  $W_L, W_t, W_\lambda$  – неконтрольовані некеровані змінні чинники, що пов'язані з пробігом, з часом і з інтенсивністю експлуатації відповідно.

Для автопоїздів:  $\alpha_{\text{ТГ}}^{\text{мін}} = 0,65$ ;  $\alpha_{\text{ТГ}}^{\text{макс}} = 0,93$ ;  $\alpha_{\text{ТГ}}^{\text{сп}} = 0,81$  (за даними ТОВ «Зенал»). Отже, є значні резерви в підвищенні  $\alpha_{\text{ТГ}}$  через урахування діючих чинників та управління процесом їх формування.

### Література

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков : ХНАДУ, 1999. – 457 с.
2. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей. Управление технической готовностью подвижного состава / Аринин И.Н., Коновалов С.И., Баженов Ю.В. и др. – Владимир, 1998. – 219 с.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)  
Маханьков Віктор Анатольович, старший викладач,  
Кулакевич Б.І., курсант, магістрант,  
Чень В.Б., курсант, магістрант, Військова Академія (м. Одеса)

## **ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕХНІЧНОЇ СЛУЖБИ**

Якість роботи автомобільного транспорту оцінюється його здатністю задовольняти певні потреби будь-якої галузі промисловості країни в перевезеннях при зниженні їх собівартості й збереженні надійності, довговічності, продуктивності автомобілів.

Ефективність і якість роботи автомобільного транспорту досягається не тільки вдосконаленням конструкції автомобілів, але і підвищенням ступеня їх використання та експлуатації.

Проблеми підвищення ефективності роботи технічних служб автопідприємств (АТП) і зниження витрат на їх функціонування постійно знаходяться в центрі уваги фахівців з автомобільного транспорту. Їм присвячені роботи таких вчених, як: Великанова Д.П., Афанасьєва Л.І., Крамаренка Р.В., Кузнецова Б.С., Давидовича Л.Н., Шейніна А.М., Говоруценка М.Я. та інших.

Однак усі раніше виконані роботи, в основному, були спрямовані на вироблення рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи окремих елементів системи технічного обслуговування (ТО) і ремонту (Р) автомобілів АТП і самої системи в цілому [1-2].

Ефективність системи ТО і Р автомобілів транспортного управління АТП залежить, по-перше, від збалансованості та доцільності розмірів потужностей підсистем, що її утворюють і, по-друге, від обґрунтованого розподілу потужностей обслуговуючих підсистем (пости ТО і Р, ремонтні відділення). Недостатня потужність однієї або кількох підсистем призводить до значних простоїв автомобілів за технічними впливами – до втрат транспортного часу, а надлишок – до простоїв постів ТО і Р, тобто втрат виробничих потужностей.

Рішення даної оптимізаційної задачі на підставі прийнятих критеріїв мети дозволить підвищити ефективність і якість роботи всієї системи ТО і Р автомобілів транспортного управління АТП.

Таким чином, на підставі проведеного дослідження та аналізу роботи АТП м. Одеса, функціонування системи ТО і Р автомобілів необхідно розробити і запропонувати методика оптимального планування роботи системи ТО і Р автомобілів транспортного управління, що передбачає досягнення найбільшої ефективності й якості її роботи при заданих витратах.

### **Література**

1. Говоруценка Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говоруценка, А.Н. Туренко. – Харьков : ХНАДУ, 1999. – 457 с.
2. Шейнин А.М. Эксплуатационная надежность машин / Шейнин А.М. – М. : Транспорт, 1979. – 79 с.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)  
Мойся Дмитро Леонідович, старший викладач,  
Пришляк Роман Любомирович, курсант, магістрант,  
Немиш Р.В., курсант, магістрант,  
Подимський А.І., курсант, магістрант, Військова Академія (м. Одеса)

## **ДО ПИТАННЯ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ**

У багатьох галузях промисловості велике значення набуває швидка і економічна доставка неділимих великогабаритних вантажів. Забезпечення необхідної для цього вантажопідйомності рухомого складу та потужності його двигуна в одному неділимому транспортному агрегаті досить складно.

Головну роль у вирішенні цієї проблеми відіграють багатовісні тягачі, експлуатація яких може бути ускладнена їх конструктивними особливостями, в першу чергу, обмежена маневреність довгомірних автопоїздів. Вантажні автомобільні перевезення виконуються як по локальній, так і міжнародної організації перевезень. Вантажні перевезення автопоїздами відрізняються високим рівнем безпеки, особливо це актуально для військовій галузі.

Підвищення продуктивності автопоїзда при перевезеннях можливо за рахунок збільшення габаритної довжини. Однак збільшення довжини автопоїзда без відповідного вибору ряду параметрів погіршує його експлуатаційні властивості, зокрема маневреність і стійкість [1]. Забезпечення необхідного для конкретних умов експлуатації рівня маневреності та стійкості багатовісних тягачів є важливою і не цілком вирішеною актуальною задачею. Рішення цієї задачі стало можливим при обладнанні напівпричепів керованими колесами. Вибір і аналіз оптимального закону керування колесами напівпричепа, а також конструктивних параметрів таких автопоїздів набуває особливої важливості у зв'язку з перспективою їх широкого застосування [2].

Таким чином, мета дослідження є покращення показників маневреності та стійкості руху автопоїздів з керованим напівпричепом до рівня вимог діючих нормативних документів, а також розробка конструктивних та експлуатаційних заходів, що спрямовані на їх забезпечення.

### **Література**

- Фаробин Я.Е. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др. ; [Под общ. ред. Я.Е. Фаробина]. – М. : Машиностроение, 1993. – 224 с.
- Сахно В.П. Перспективи використання в Україні дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів / В.П. Сахно, В.М. Поляков // Автошляховик України. – 2003. – № 6. – С. 133-134.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)  
 Обертас Вячеслав Федорович, старший викладач,  
 Короп О.О., молодший сержант, магістрант,  
 Павловський Д.Г., курсант, магістрант,  
 Салій В.І., курсант, магістрант, Військова Академія (м. Одеса)

## СИСТЕМНЕ ВІДОБРАЖЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ СТАНУ АВТОПОЇЗДІВ

Метою підвищення технічного рівня стану автопоїздів є створення більш надійних, компактних й технологічних, енергетично ефективних, ергономічно-комфортних й екологічно безпечних агрегатів, механізмів, які відповідають вимогам технічної документації. Конкретизація цього завдання для технічної служби АТП складається з його опису в термінах експлуатаційних властивостей автопоїзда, тобто у квантифікації загальної мети на сукупність більш часткових і простих, конкретних підцілей.

Отже, наведемо ряд основних необхідних аксіом.

Технічний стан автопоїзда дозволяє аналізувати чинники, що впливають на його зміну, по ступеню переваги й, отже, здійснювати у просторі параметрів  $X$  множини  $Y$  (рис. 1) пошук кращих, оптимальних або близьких до них, розв'язків. Тому невимірні цілі не мають порівняння і повинні або виключатися з розгляду, або квантифікуватись до рівня, що забезпечує їх вимірність. Формальне визначення даної властивості необхідно встановити аксіоматично [1-4].

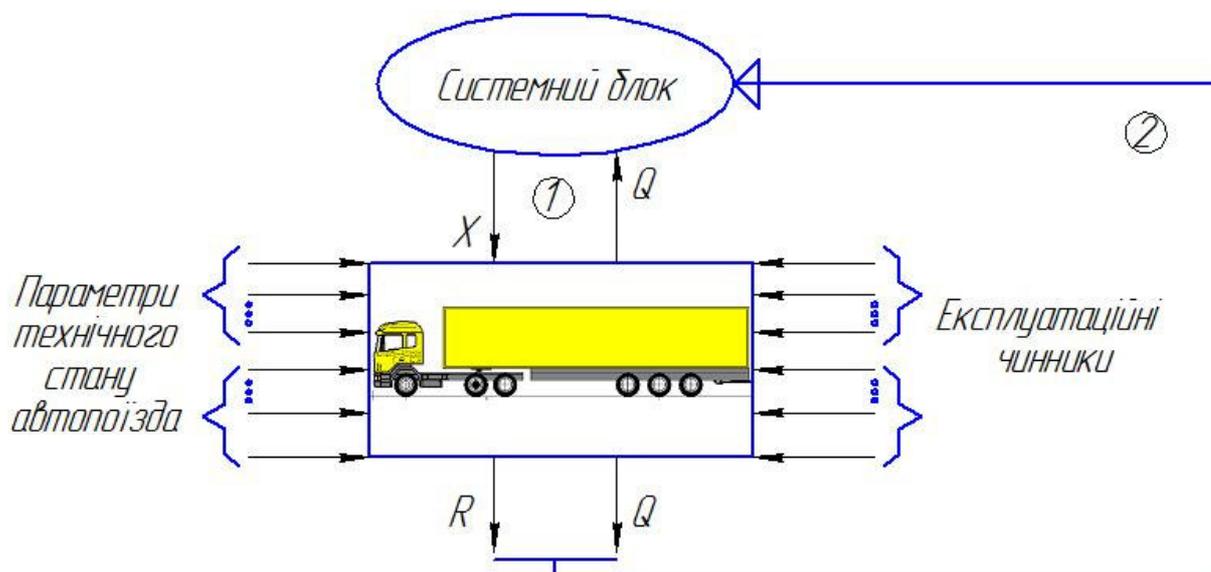


Рисунок 1 – Схема управління якістю технічного стану автопоїзда в процесі експлуатації:  $R$  – вектор результатуючих експлуатаційних параметрів;  $Q$  – вектор нормованих кваліметричних показників;  $X$  – вектор управляючих параметрів; 1 і 2 – внутрішній та зовнішній контури управління

*Аксіома А1.* Ціль  $C$  кількісно вимірна на множині  $Y$ , якщо на  $Y$  існує дійсна функція  $f(y)$ , що зберігає впорядкування.

Аксиома А2. Функція  $f(y)$  зберігає впорядкування, якщо для будь-яких елементів  $y', y'' \in Yx$

$$y' \succ y'' \Leftrightarrow f(y') > f(y''), \quad (1)$$

де логічні символи позначають:

$\succ$  – бінарне відношення переваги за метою  $C$ ;

$\Leftrightarrow$  – «тоді й тільки тоді, коли».

Аксиома А3. На множині функцій від  $n$  показників  $U(Q) = U(q_1, q_2, \dots, q_n)$  знайдеться хоча б одна така функція, що для будь-яких векторів  $Q', Q'' \in Q^n$  виконується умова

$$\left. \begin{aligned} Q' \succ Q'' &\Leftrightarrow U(Q') > U(Q''); \\ Q' \sim Q'' &\Leftrightarrow U(Q') = U(Q''). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Умови (2) означають, що при виконанні умови існування узагальненого критерію  $U(Q)$  набір цілей, відповідних до показників  $q_i \forall i = \overline{1, n}$ , можна замінити однією, еквівалентною цьому набору, кількісно вимірною шкалою. Установлені раніше аксиоми А1 і А2 указують необхідні й достатні умови, що роблять таку заміну можливою. Отже, якщо ці умови виконані, то узагальнений критерій існує, а завдання його встановлення й оцінки має сенс.

Таким чином, установлені принципові положення й система аксіом становлять основу проектної кваліметрії автопоїзда системної складності, оскільки забезпечують формалізацію абстрактного процесу відображення його технічного рівня на числову вісь, стабільну технологічну точність результатів і усувають залежність отриманих результатів від відомої суб'єктивності експертних методів.

## Література

5. Яглинский В.П. Кинематика оборудования на основе механизмов параллельной структуры: Монография / В.П. Яглинский, В.В. Ержуков, А.Г. Ивахненко и др. // Прогрессивное машиностроительное оборудование. Коллективная монография. – Орел, Изд. ом“Спектр”, 2011. – 455 с.

6. Yaglinsky V.P. Multi-criterion optimization functional trajectories of industrial robots / V.P. Yaglinsky, S.S. Gutyrya, O.U. Bezuglenko // Annals of DAAAM International 2004. – Vienna, 2004. – P. 37-38.

7. Гутиря С.С. Підвищення технічного рівня механізмів паралельної структури і кінематики у складі технологічних комплексів / С.С. Гутиря, В.П. Яглінський, Аймен Сабах // Технологічні комплекси [Науковий журнал]. – Луцьк : Луцький НТУ, 2012. – №1, 2 (5, 6). – С. 50-56. – режим доступу: <http://t-komplex.net.ua/ua/art5-6-006>

Yaglinsky V.P. System criteria analysis and function optimization of industrial robots / V.P. Yaglinsky, S.S. Gutyrya // ТЕКА Ком. Мол. Energ. Roln., 6А. – Lublin, 2006. – P. 70-81.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru), Військова Академія  
Поворозник К.І., курсант, магістрант, Військова Академія (м. Одеса)  
Єрмоленко С.С., молодший сержант, магістрант, Військова Академія (м. Одеса)

## ДО ПИТАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОПОЇЗДІВ

Під технічною експлуатацією (ТЕ) автопоїздів розуміють комплексну систему організаційно-технічних заходів, що забезпечують їх працездатність при безпечному використанні за функціональним призначенням з урахуванням мінімальних впливів на навколишнє середовище [1].

Питання ефективності ТЕ автомобілів розглядали багато вітчизняних і зарубіжні вчені [1-3]. У роботах показано зв'язок ефективності з питаннями надійності, раціонального підбору автомобіля, технічного обслуговування (ТО) і ремонту (Р), роботи персоналу, управління автопідприємством (АТП). Рівень ефективності кожної виробничої одиниці (робітника, службовця, керівника, автомобіля, підрозділу, підприємства в цілому), кожного виробничого процесу характеризується певними показниками або системою показників, які виступають індикаторами і орієнтирами в діяльності щодо вдосконалення роботи АТП.

Ефективність системи визначається ефективністю її складових. Так, ефективність технічної експлуатації характеризується: рівнем працездатності автомобілів, виражений коефіцієнтом готовності ( $K_2$ ); середнім наробітком на відмову; часом відновлення працездатності після відмови; собівартістю машино-години, як мірою витрачених ресурсів; структурою витрат.

Ефективність може визначатися з одного боку відношенням отриманого результату до витрачених ресурсів (рентабельність експлуатації автомобіля), з іншого боку співвідношенням одержаного результату і максимально можливого (рівень відновлення працездатності автомобіля після капітального ремонту,  $K_2$ ). Отже, ефективність може виступати в ролі оцінки роботи автомобіля, а також служити цільовою функцією вдосконалення системи ТО і Р.

Технічна експлуатація виявляє визначальний вплив на ефективність автомобілів, оскільки забезпечує їх працездатність (рис. 1). Роль виробничої експлуатації полягає у формуванні раціональних парків автомобілів для виконання конкретних завдань перевезення вантажів, організації оптимальної технології виконання механізованих робіт. Основне завдання комерційної експлуатації для АТП по експлуатації автопоїздів полягає в забезпеченні роботою автомобільного парку.

У відповідність з теоретичними положеннями та методиками, розробленими Е.С. Кузнецовим, Р.В. Крамаренко, А.М. Шейніна та ін., основними критеріями встановлення раціональної періодичності профілактики є: закономірність зміни і витрати на ТО і Р автомобіля.

Проте, часто зустрічаються висловлювання про те, що не можна встановлювати жорстку періодичність ТО для комплексу умов експлуатації, оскільки на практиці спостерігається або невиправдані витрати коштів при передчасному ТО і Р, або значні втрати, пов'язані з інтенсивним зносом і відмовами (при рідкісному, запізнілому ТО) [4]. Великий вплив на ефективність керування технічним станом автомобілів надає те, що заходи регламентуються, виходячи із середньостатистичних нормативів без

урахування істотних відмінностей у стані автомобілів і можливості оптимізації показників [5]. Дана система підтримки працездатності автомобілів не забезпечує необхідного рівня надійності їх роботи, навіть незважаючи на те, що її здійснення пов'язане з великими невиправданими витратами.

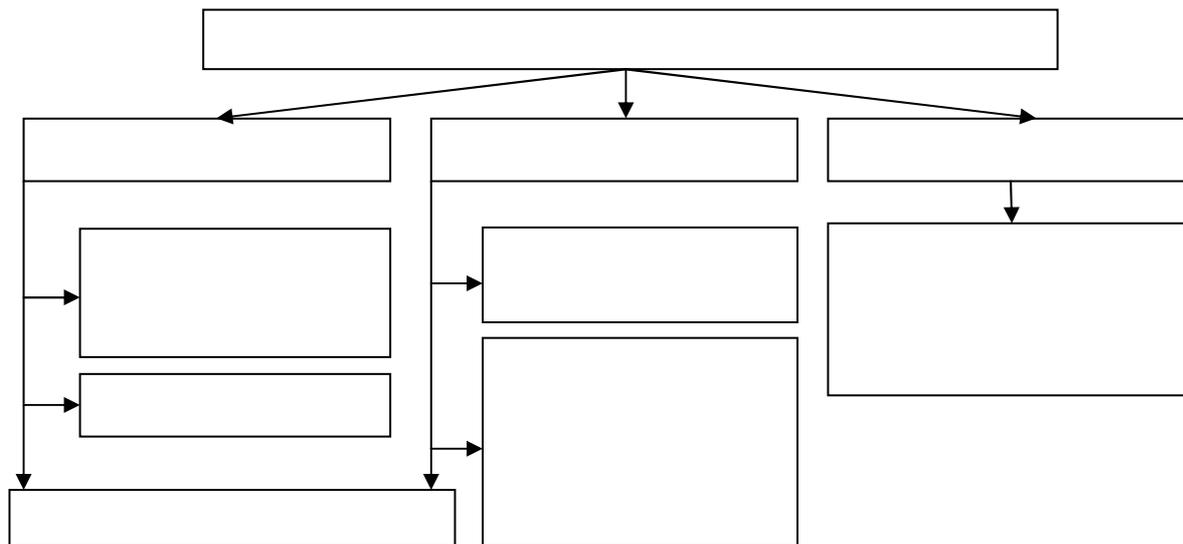


Рисунок 1 – Фактори, що формують ефективність застосування автопоїздів для перевезення вантажів

Таким чином, вирішення завдань забезпечення високої надійності автопоїзда і значного зниження витрат на підтримання його працездатності вже зараз, а тим більше в перспективі, може бути достатньо в першу чергу завдяки повному і правильному використанню можливостей об'єктивної діагностики його технічного стану і проведення робіт за наробітком.

### Література

8. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков : ХНАДУ, 1999. – 457 с.

9. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. – М. : Транспорт, 1990. – 272 с.

10. Техническая эксплуатация автомобилей / [Под ред. Т.Е. Крамаренко]. – М. : Транспорт, 1983. – 488 с.

11. Лукинский В.С. Прогнозирование надежности автомобилей / Лукинский В.С., Зайцев Е.И. – Л. : Политехника, 1991. – 224 с.

Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К. : Міністерство транспорту України, 1998. – 16 с.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., професор, [sakno-o@yandex.ru](mailto:sakno-o@yandex.ru)  
Ткачук Павло Олександрович, сержант, магістрант,  
Муженко Дмитро Ігорович, молодший сержант, магістрант,  
Ковальчук Олександр Адамович, курсант, магістрант,  
Військова Академія (м. Одеса)

## ДО ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ АВТОПОЇЗДІВ

Аналіз експлуатації автопоїздів щодо перевезень вантажів по Одеській області показав досить низьку ефективність використання автомобілів – позапланові простої автомобілів досягають 30% і більше. Аналогічні дані були отримані й іншими дослідниками [1-3]. Однією з основних причин такої ситуації є недосконалість системи технічної експлуатації (ТЕ).

Умови експлуатації автомобіля носять випадковий характер і мають імовірнісні характеристики дорожніх умов, швидкості руху, маси перевезеного вантажу, режиму руху. Навіть при усуненні дії випадкових факторів, розсіювання значень наробітку різних автомобілів однієї вибірки виявляється помітним.

В процесі експлуатації автопоїздів, їх вузли і агрегати піддаються постійному впливу широкого спектру факторів, які по-різному впливають на їх технічний стан. У багатьох галузях промисловості велике значення набуває швидка і економічна доставка неділимих великогабаритних вантажів. Забезпечення необхідної для цього вантажопідйомності рухомого складу та потужності його двигуна в одному неділимому транспортному агрегаті досить складно.

Кількісні характеристики експлуатаційних факторів змінюються в широких межах і їх вплив на технічний стан автопоїздів носить випадковий характер. Вплив експлуатаційних факторів на технічний стан автомобілів проявляється у вигляді відхилень від номіналу їх параметрів, внаслідок зносу і старіння деталей. Зміна параметрів і характеристик елементів у часі є наслідком відбуваються в них фізико-хімічних процесів. Процес виникнення відмови являє собою, як правило, певний часовий процес, внутрішній механізм та швидкість якого визначаються структурою і властивостями матеріалу, напругами, викликаними навантаженням, температурою та іншими факторами.

Щоб краще побачити проблеми і намітити шляхи рішення, слід проаналізувати стан теорії і практики ТЕ, ринок автопоїздів і їх сервіс в країні, розглянути, як вирішуються аналогічні проблеми в країнах з розвинутою ринковою економікою, вивчити методи вдосконалення експлуатації автопоїздів, що пропонується сучасною наукою.

Встановлений і визнаний факт наявності недостатньої ефективності, плюс розуміння об'єктивної необхідності та можливості її підвищення – це і є проблемна ситуація, що дозріла до стадії її вирішення.

Зменшення працездатності автопоїздів по мірі інтенсивного використання має дві основні прояви – зростання кількості раптових відмов і зниження

параметричної надійності, тобто зростання інтенсивності поступових (параметричних) відмов. Розподіл відмов на раптові й параметричні носить досить умовний характер. Чим менше розвинуті засоби контролю технічного стану автопоїзду, тим більша частина відмов буде проявлятися як раптові. При абсолютній відсутності контролю автопоїзда практично всі відмови будуть раптовими. З економічно-технічним розвитком щодо засобів контролю та аналізу автопоїзда переважаючими будуть ставати поступові, передбачувані, контрольовані відмови, що пов'язані зі зміною технічних параметрів окремих вузлів і автомобіля в цілому [4].

Таким чином, для опису процесів зміни технічного стану автопоїзда використовують дві форми моделей. Перший тип моделі (надійнісна) в якості параметра технічного стану автомобіля використовується його випадковий наробіток до відмови. Це модель є класичною і знаходить широке застосування для опису процесів зміни технічного стану та оцінки надійності.

Умови експлуатації справляють істотний вплив на режими роботи, навантаження та рівень надійності автомобілів і, як наслідок, – на потреби в технічному обслуговуванні (ТО) і ремонту (Р), змінюючи нормативи технічної експлуатації.

При призначенні режимів ТО використовуються дві тактики:

- за напрацюванням;
- за станом.

Отже, використання напрацювання в якості основи призначення режимів ТО вимагає чіткої класифікації й обліку умов експлуатації, а також режимів роботи агрегатів автомобіля. Це дозволяє врахувати вплив усіх експлуатаційних факторів на режими роботи агрегатів. Тому призначення режимів профілактичних впливів з напрацювання з урахуванням фактичного стану призведе до обґрунтованих витрат через своєчасне проведення профілактичних робіт.

### Література

12. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. – М. : Транспорт, 1990. – 272 с.

13. Варфоломеев В.Н. Научные основы построения и реализации технологии поддержания автомобилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: дисс. ... доктора техн. наук : 05.22.10 / Варфоломеев В.Н. // ХГАДТУ. – Харьков, 1994. – 362 с.

14. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей / Аринин И.Н., Коновалов С.И., Баженов Ю.В. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д : Феникс, 2007. – 314 с.

Сахно В.П. До моделювання системи технічного обслуговування і ремонту автопоїздів / Сахно В.П., Сакно О.П., Лисий О.В. // [Науковий журнал] Молодий вчений. – Херсон : Редакція журналу «Молодий вчений», 2015. – Вип. № 5 (20) Частина 1, травень, 2015 р. – С. 54-57. – режим доступу: <http://molodyvcheny.in.ua/files/journal/2015/5/12.pdf>

Сараева Ирина Юрьевна, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Бежнар Сергей Николаевич, магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Проверка тормозной системы является важнейшей из выполняемых в эксплуатации проверок систем автомобиля и поэтому показатели работоспособности ТС, их допускаемые значения и режимы проверки определяются стандартами. Стандарты одной группы регламентируют требования к продукции автомобильной промышленности, т.е. к дорожным транспортным средствам (ДТС), выпускаемым заводами, второй – к ДТС, находящимся в эксплуатации. Разработчики закладывают в конструкцию ТС такие возможности, которые должны отвечать требованиям промышленных стандартов. Последние достаточно высоки, чтобы создать запас на ухудшение технического состояния ТС в эксплуатации. Предел этого ухудшения предписан эксплуатационными стандартами, на которых базируются требования “Правил дорожного движения”. Так, верхний предел установившегося замедления, заложенный конструкторами, может быть для легковых автомобилей  $9-10 \text{ м/с}^2$ , промышленный стандарт будет предписывать значения  $7-8 \text{ м/с}^2$ , а эксплуатационный –  $5,0-6 \text{ м/с}^2$ . Последние требования и являются нормой для ГАИ и предприятий, выполняющих обслуживание ДТС.

В Украине действует стандарт ДСТУ 3649-2010 “Средства транспортные дорожные. Эксплуатационные требования безопасности к техническому состоянию и методы контроля” взамен отмененного ГОСТ 25478-91. Предусмотрены два вида испытаний рабочей тормозной системы (РТС): дорожные и стендовые [1]. Дорожные испытания РТС выполняются на горизонтальном участке сухой и чистой дороги с твердым покрытием в снаряженном состоянии дорожного транспортного средства (ДТС) с водителем и средствами измерений (в случае необходимости - и с оператором-испытателем) при холодных тормозных механизмах (РТС не использовалась на протяжении 30-40 мин; для сравнения: по Правилам 13 ЕЭК ООН для новых автомобилей, тормоз считается холодным, если наружная поверхность тормозного барабана имеет температуру не более  $100^\circ\text{C}$ ). Начальная скорость торможения должна быть в пределах от 35 до 45 км/ч. Усилие на тормозной педали  $\leq 490 \text{ Н}$  для ДТС категорий  $M_1$  и  $N_1$  и  $686 \text{ Н}$  для прочих категорий. В процессе торможения не допускается корректировка водителем траектории движения, если это не требуется для обеспечения БД, иначе результат испытаний не засчитывается. Согласно ДСТУ допускается оценивать работоспособность РТС по установившемуся замедлению ДТС ( $j_{уст}$ ), которое должно быть не менее  $5,0 \text{ м/с}^2$  для ДТС категории  $M_1$ . При этом необходимо контролировать время срабатывания тормозной системы, которое для ДТС с

гидравлическим приводом ТС должно быть не более 0,5 с и для ДТС с другим приводом - не более 0,8 с. По ДСТУ 2886-94 время срабатывания тормозной системы ( $t_c$ ) – это промежуток времени от начала торможения до момента времени, в который замедление (тормозная сила) ДТС принимает установившееся значение.

Значения параметров тормозной эффективности можно определить в процессе дорожных испытаний автомобиля с использованием специального оборудования. Так, например, прибор «Эффект» включает электронный блок 1 со встроенным датчиком ускорения, блок питания 2, датчик усилия 3 и соединительный кабель 4 (рис. 1).



Рисунок 1 - Прибор «Эффект» для проверки тормозной эффективности автомобиля

Прибором определяется установившееся замедление, пиковое значение усилия на педали тормоза, длина тормозного пути, время срабатывания тормозной системы, начальная скорость торможения и линейное отклонение автомобиля при торможении. С помощью прибора также пересчитываются нормы тормозного пути к начальной скорости торможения.

В процессе испытаний были задействованы два автомобиля. Первый испытуемый автомобиль Mazda 323F без антиблокировочной системы тормозов, резина Sava Eskimo S3 размерностью 175/65 R14.

Испытания проводились на влажном асфальтобетонном покрытии при температуре 7°C (коэффициент трения на данной поверхности равен 0,5-0,7). Данные погодные условия были выбраны исходя из характеристик производителя данной резины, которые предполагают надежное сцепление данной зимней резины именно на влажном покрытии.

Результаты, полученные в ходе испытаний, приведены в таблице 1. Исходя из того, что все тормозные системы автомобиля исправны, можно сделать выводы, что на данный результат в большей степени повлияли

характеристики резины, а также отсутствие антиблокировочной системы тормозов.

Таблица 1 - Результаты испытаний № 1

№	V, м/с	P, кгс	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с <sup>2</sup>
1	48,1	20	0,60	21,9	21,0	6,34
2	43,4	25	0,22	18,3	18,0	4,48
3	45,6	24	0,15	19,9	15,3	5,57
Средние	45,7	23	0,32	20,03	18,1	5,46

Вторые испытания проводились также на автомобиле Mazda 323 без антиблокировочной системы, но уже на летней резине Tigar Nitris размерностью 195/50 R15. Данная резина на 20мм шире, что изначально предполагает лучшие тормозные характеристики. Также данная резина производится в Сербии, но при этом качество продукции контролирует компания Michelin. Испытания проводились при температуре 12°С на сухом покрытии. Результаты, полученные в ходе этих испытаний, показывают, что тормозные характеристики на данной резине при данных погодных условиях с большим запасом проходят по ДСТУ. Так при требуемом значении установившегося замедления 5,0 м/с<sup>2</sup> (согласно ДСТУ) мы имеем среднее значение 7,13 м/с<sup>2</sup>. Таким образом, даже при отсутствии антиблокировочной системы, но используя качественную резину можно получить «безопасный автомобиль». Результаты проведенных испытаний приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты испытаний №2

№	V, м/с	P, кгс	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с <sup>2</sup>
1	37,7	22	0,22	14,3	9,6	6,79
2	40,7	33	0,22	16,3	10,2	7,43
3	41,5	27	0,22	16,9	10,9	7,17
Средние	39,96	27	0,22	15,8	10,2	7,13

Третье испытание проводилось на автомобиле Hyundai Elantra, который в свою очередь оснащен антиблокировочной системой, а также системой электронного распределения тормозных усилий. В данных испытаниях на автомобиле была установлена резина Nokian W размерностью 185/65 R15. Также, в отличие, от испытуемой ранее Mazda 323, автомобиль Hyundai Elantra оснащен дисковыми тормозными механизмами, как на передних, так и на задних колесах.

Испытания проводились на сухом покрытии при температуре 9°C (коэффициент сцепления на данном покрытии равен 0,8).

Результаты, полученные во время данных испытаний, показывают, что на данной резине и при данных погодных условиях автомобиль с большим запасом удовлетворяет требованиям ДСТУ. Так при требуемом значении установившегося замедления не менее 5,0 м/с<sup>2</sup> мы имеем среднее значение 8,54 м/с<sup>2</sup>. Так как тормозная система данного автомобиля была в исправном техническом состоянии можно сделать вывод, что использование антиблокировочной системы с системой электронного распределения тормозных усилий оправдано и дает нам достаточный запас эффективности тормозной системы. Результаты испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Результаты испытаний №3

№	V, м/с	P, кгс	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с <sup>2</sup>
1	43,5	35	0,22	18,4	10,4	8,46
2	43,4	42	0,22	18,2	10,1	8,65
3	43,3	39	0,30	18,2	11,1	8,52
Средние	43,4	38	0,24	18,26	10,5	8,54

Четвертое испытание проводилось так же на автомобиле Hyundai Elantra, с антиблокировочной системой и системой электронного распределения тормозных усилий. Во время данного испытания на автомобиле была установлена летняя резина MICHELIN Energy Saver размером 195/65 R15. Заезды во время испытаний были проведены на максимально возможных для данных испытаний скоростях, а именно 43-50 км/ч. Температура окружающей среды во время испытаний составляла 24 °С.

Результаты данных испытаний показывают, что применение качественной резины при правильных для нее погодных условиях значительно улучшают тормозные характеристики автомобиля. При требуемых ДСТУ 5,0 м/с<sup>2</sup> установившегося замедления мы имеем среднее значение 9,18 м/с<sup>2</sup>. Результаты испытаний в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты испытаний №4

№	V, м/с	P, кгс	tc, с	Sn, м	Si, м	J, м/с <sup>2</sup>
1	43,5	32	0,22	18,3	9,5	9,42
2	47,1	27	0,30	21,1	12,0	9,35
3	50,2	33	0,30	23,7	14,2	8,78
Средние	46,9	30	0,27	21,0	11,9	9,18

## Литература

1. Сараева И.Ю. Оценка тормозной эффективности автомобиля на роликовом стенде с использованием оборудования фирмы Bosch / И.Ю.Сараева, Р.В. Саенко // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов-Харьков: ХНАДУ.-2011. Вып. 28.- С.23-26.

Федорашко Иван Александрович, магістрант, Військова академія (м. Одеса), [ivan.fedorashko@mail.ru](mailto:ivan.fedorashko@mail.ru)

### **ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ПІД ЧАС ПЕРЕДИСЛОКАЦІЇ ОСОБОВОГО СКЛАДУ ВІЙСЬКОВОЇ ЧАСТИНИ .**

На теперішній час в Україні практично всі силові структури Міністерства оборони та інших військових організацій перебувають у досить важкому та напруженому стані. Оборона України, захист її суверенітету, територіальної цілісності та недоторканності здійснюється Збройними Силами України. Основним завданням існування даних структур в умовах, що склалися, є створення та реалізація механізму забезпечення життєдіяльності військових частин і підрозділів.

Актуальність даної проблеми полягає в ефективній організації передислокації військових частин , по виконанню завдань забезпечення їх діяльності та перевезенню військового майна, особового складу, озброєння і техніки, евакуація пошкодженого озброєння та техніки . Для вирішення визначених питань необхідно застосовувати сучасні інформаційні технології (ІТ) на транспорті. У той же час відмічається їх недостатній розвиток саме у автотехнічному забезпеченні військових частин .

Аналізуючи останні дослідження ми бачимо, що для вирішення визначених питань необхідно застосовувати сучасні методи , у першу чергу логістичні . Проблемами планування автомобільних перевезень з використанням оптимізаційних методів в теорії транспортних процесів і присвячена дана робота. Проведено дослідження в галузі планування передислокації з використанням оптимізаційних задач на основі принципів логістики. Описані методи організації руху військових автомобілів, технологія процесу перевезення особового складу.

Об'єктами досліджень виступають цивільні організації, які надають автотранспортні послуги щодо перевезення пасажирів. Перевезення військово службовців автомобілями цивільних транспортних організацій повинно стати одним із напрямків в організації військових перевезень.

Перевезення цивільним автомобільним транспортом в службі військових сполучень буде здійснюватися з урахуванням економічної доцільності, в порівнянні з перевезеннями іншими видами транспорту, а також за відсутності

можливості відправки військових залізничним транспортом і автотранспортом ЗСУ.

На сьогодні автоматизація такого порядку в службі військових сполучень є актуальною. Таким чином, є необхідність розробки програмного забезпечення планування військових перевезень автомобільним транспортом. Вибір тої чи іншої технології є для вирішення окремого завдання складною задачею.

Мета дослідження – запропонувати підходи щодо моделювання автотехнічного забезпечення військовивих частин із врахуванням особливостей діяльності, у тому числі бойової, стосовно ЗСУ на підставі логістичних підходів.

З точки зору кібернетичного підходу автотехнічні підрозділи військових частин (АТПВЧ) являють собою чорну скриньку, на вході якої ресурси, а на виході транспортні послуги. Передаточна функція, тобто співвідношення вхідних та вихідних параметрів, у кінцевому рахунку і визначає їх ефективність. Вихідні параметри – кількість перевезеного особового складу, техніки, озброєння, боєприпасів, продовольства, військового майна тощо (далі військових вантажів) у значній мірі детерміновані зовнішнім та внутрішнім середовищем. Такі показники, як ціна перевезення (палива, запчастин), попит на перевезення, впливають дуже в обмеженому ступені. У більший мірі ефективність залежить від використання ресурсів, зниження витрат. Останнє є метою впровадження концепції логістики в управління та вимагає розробки відповідного методичного забезпечення. Сутність реалізації логістичної концепції полягає у розробці та впровадженні логістичних систем управління матеріальними і відповідними інформаційними потоками, які засновані на логістичних принципах і методах.

Автотехнічне забезпечення військових частин є складною динамічною системою, з декількома вхідними потоками, з різними підсистемами обслуговування, які використано у даній роботі. Такі системи достатньо добре описуються апаратом теорії систем масового обслуговування (СМО). Основним завданням теорії СМО є вивчення режиму функціонування обслуговуючої системи й дослідження явищ, що виникають у процесі обслуговування.

В результаті аналізу виявлено, що існуючі методи і моделі рішення локальних задач в основному не забезпечували головну умову їх ефективного застосування, яка проявляється у взаємодії задач забезпечення, виробництва та надання військових транспортних послуг. Частина методів і моделей рішення задач логістики військового транспорту не дають можливості дотримуватись принципів логістики: системності і надійності логістичних систем. Найбільш прийнятним підходом до рішення задач логістики військовій сфері є орієнтований підхід та його поєднання з іншими підходами. На відміну від існуючих моделей на базі орієнтованого підходу надається можливість: використання якісних показників; урахування неточної інформації про значення ознак; використання знань фахівців з автотехнічного забезпечення; отримання більш якісної оцінки об'єкта, що досліджується під час організації автотехнічного забезпечення військових частин.

## Література

1. Закон України Про Збройні Сили України. № 1935, XII (1935-12) від 06.12.91, ВВР, 1992 [Електронний ре- сурс] / Верховна Рада України. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/1934-12>.
2. Організація автотехнічного забезпечення військ: посібн. / О.І. Ландарь, О.Я Терещенко, О.Ф. Дорошенко. та ін. – К.: Видавництво НАОУ, 2004. – 224 с.
3. Лубенцова В.С. Математические модели и мето- ды в логистике: учеб. пособ. / В.С. Лубенцова; под ред. В.П. Радченко. – Самара. Самарский гос. техн. ун-т, 2008. –157 с.

Черкасов Сергій Олександрович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)

### **ПРОГНОЗУВАННЯ ЗМІН ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПІД ВПЛИВОМ ФАКТОРІВ ВИПАДКОВОГО ТИПУ**

Актуальність роботи визначається практичною і теоретичною необхідністю удосконалення управління експлуатацією і технічним станом військових автомобілів, перш за все, з метою забезпечення потрібного рівня їх готовності до застосування за призначенням на основі об'єктивної поточної та прогнозної інформації.

Розв'язання задачі об'єктивного прогнозування динаміки зміни коефіцієнта технічної готовності зразка військової техніки за наслідками спостереження фактичної зміни цього параметра в дискретні моменти ретроспективного інтервалу часу експлуатації зазвичай пов'язане з відомими труднощами.

Невизначеності випадкового і антагоністичного характеру пов'язані з важко передбачуваним набором причин і чинників, які сприяють збереженню і збільшенню коефіцієнта готовності зразка військової техніки за часом експлуатації, і чинників, які перешкоджають цьому, тобто викликають зменшення цього показника.

Експериментальні оцінки вказаної динаміки вважаються проблемними через недоцільність адекватного відтворення ситуації з оцінкою середнього часу напрацювання на відмову і середнього часу відновлення зразка, що відмовив, в ситуації, що є типовою в реальності.

У відомій літературі найчастіше це завдання вирішується різними методами, а також за допомогою імітаційного моделювання. Проте, відсутність перевірених реальним досвідом початкових даних про розподіл параметрів випадкових процесів, що стосуються варіантів відмов і відновлення зразку військової техніки, направлених на збереження можливостей зразка в складній обстановці, – все це знижує цінність результатів такого моделювання.

Метод статистичного прогнозування динаміки змін (з часом експлуатації) коефіцієнта готовності зразка військової автомобільної техніки, що

пропонується, заснований, по-перше, на побудові імовірнісної моделі, яка є адекватною реальній ситуації, якщо діють узагальнені чинники, які сприяють, і чинники, які перешкоджають успішному збереженню або збільшенню параметра готовності зразка до застосування. По-друге, метод передбачає отримання і використання для подальшого прогнозування експериментальних даних про фактичне значення коефіцієнта готовності зразка в дискретні моменти часу, наприклад, за наслідками річних звітів по експлуатації озброєння, тобто на ретроспективному інтервалі часу. На цьому етапі виявляється експериментально закономірність зміни коефіцієнта технічної готовності зразка по обмеженій кількості реальних даних. По-третє, метод містить обчислення максимально правдоподібних оптимальних оцінок параметрів результуючого тренда залежності коефіцієнта готовності від часу експлуатації на перспективному інтервалі часу і обчислення дисперсії оптимальних оцінок параметрів цього тренду за результатами обробки сукупності всіх (без винятку) дискретних експериментальних даних також на ретроспективному інтервалі часу.

В якості функції, що апроксимує вказану сукупність експериментальних даних, доцільно обрати логістичну, так звану «криву розвитку», що адекватно описує процес одночасного протистояння чинників, в порівнянні з відомими функціями для тренду процесу, який досліджується за допомогою моделі.

Для побудови моделі необхідно урахувати, що процес зміни коефіцієнта готовності автомобільного зразка за часом,  $v$ , відображається залежністю швидкості  $dB/dv$  зміни коефіцієнта готовності,  $B(v)$  (який, по-суті, є ймовірністю перебування зразка в стані, готовому до застосування) від ймовірності готовності і ймовірності неготовності автомобіля,  $(1-B)$ . Вказана швидкість зміни  $B(v)$  безпосередньо залежить від добуток протилежних подій у виді  $B \cdot (1-B)$ . Фактори, що протилежно впливають на швидкість змін коефіцієнта готовності, діють одночасно, тому ймовірності необхідно перемножати, згідно до правила обчислення ймовірності одночасно діючих випадкових явищ.

Коефіцієнт пропорційності при цьому доцільно взяти у виді різниці інтенсивностей протидії чинників, що вказані вище. Розв'язання такого диференційного рівняння дає ймовірнісну модель (тренд) залежності ймовірності  $B$ , тобто коефіцієнта готовності зразка від часу його експлуатації.

Статистична оцінка параметрів прогнозного тренду з урахуванням помилок заснована на дискретних даних відліку за наслідками спостережень по роках вказаної ймовірності (частоти), тобто коефіцієнту, з урахуванням випадкових відхилень цього відліку від обраного тренду зміни ймовірності.

Отже, метою першого етапу розв'язання задачі є експериментальне виявлення закономірності зміни коефіцієнта готовності (ймовірність стану готовності зразка)  $B$  на попередніх ділянках часу його експлуатації  $v$ . Отже знаходимо спочатку  $B(v)$  по обмеженій кількості даних реальної експлуатації.

Коефіцієнтом пропорційності при цьому доцільно взяти так званий коефіцієнт  $\gamma \leq 0$  протидії чинників, що має сенс різниці інтенсивностей їх протидії. В результаті отримаємо диференційне рівняння, яке адекватне в найзагальнішому вигляді відображає особливості модельованого процесу зміни коефіцієнта готовності зразка за часом у вигляді  $dB(v)/dv = \gamma B(v) \cdot [1 - B(v)]$ .

Інтегруючи це рівняння за довільних початкових умов, наприклад, у виді  $B(v = v_{0,5}) = 0,5$ , де  $v_{0,5}$  – момент часу, при якому досягнутий рівень коефіцієнта готовності досягає половини його максимально можливого значення, отримаємо на даному етапі імовірнісну модель (тренд) залежності ймовірності  $B(v)$ , тобто коефіцієнта готовності зразка за часом,  $v$ , у виді  $B(v, \gamma) = 1/[1 + \exp[\gamma(v - v_{0,5})]]$ .

Параметри  $\gamma$  й  $v_{0,5}$  цієї кривої повинні далі оцінюватися для побудови прогнозного тренду за даними об'єктивних спостережень реального процесу на ретроспективному інтервалі експлуатації зразка автомобіля. Помилки цих оптимальних оцінок визначають рівень довірчого інтервалу рішення завдання.

Шаран Едуард Вікторович, магістрант, Військова академія (м.Одеса),  
[eddysan@mail.ru](mailto:eddysan@mail.ru)

## **ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕКОМФОРТНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ОСОБОВОГО СКЛАДУ НА РІВЕНЬ ЇХ ТРАНСПОРТНОЇ СТОМЛЮВАНОСТІ .**

Потреба в приміських перевезеннях виникає у 95% населення України, до якого відносяться і військовослужбовці а річний обсяг перевезень їх складає 15% від загального. Підвищення продуктивності праці є одним з найважливіших засобів досягнення високої ефективності виконання бойових задач. Одним із факторів, що впливає на продуктивність, є транспортна стомлюваність. Тривалість поїздки і ступінь її комфортності визначають транспортну стомлюваність особового складу. Основними показниками якості перевезень особового складу є: умови проїзду, що характеризуються ступенем наповнення автобуса, регулярність руху, час, витрачений на пересування, безпека руху, ступінь пересадки. Очікувати автобус також можна стоячи або сидячи. Ці особливості також впливають на рівень стомлюваності.

Оцінивши вплив кожного елемента пересування на рівень стомлюваності особового складу можна визначити параметри технології перевезень, які мінімізують рівень транспортної стомлюваності. При цьому, всі заходи по вдосконаленню процесу перевезення базуються на прогнозуванні пасажиропотоків. Методом, що враховує зазначені обставини є рівноважний розподіл. Вказані моделі у повному обсязі не враховують вплив умов пересування на вибір пасажиром шляху пересування.

Для отримання вихідної інформації були проведені натурні обстеження, в ході яких у військовослужбовців (пасажирів) при поїзді стоячи фіксувалися електрокардіограма і одночасно визначалися параметри поїздки. На підставі отриманої інформації було проведено математичний опис функціонального зв'язку між показниками активності регуляторних систем пасажирів і факторами, які на нього впливають. Серед усіх методів, які дозволяють проводити математичний опис зміни показників активності регуляторних систем пасажирів, були обрані методи регресійного і кореляційного аналізу.

Розрахунки показали, що значення коефіцієнту кореляції відповідає високому ступеню тісноти зв'язку між залежною та незалежними змінними.

Проведено розрахунок на адекватність і виявлено, що модель є адекватною, так як значення середньої помилки апроксимації відповідає допустимим межах.

Таким чином, проведені розрахунки показали, що отриману модель зміни показника активності регуляторних систем пасажирів, в тому числі і військовослужбовців при поїзді стоячи можливо використовувати при оптимізації параметрів транспортного процесу перевезення особового складу автомобільним транспортом цивільних підприємств у приміському сполученні.

Проведено математичну формалізацію зміни показника активності регуляторних систем особового складу при здійсненні поїздки стоячи в транспортному засобі приміського сполучення.

Таким чином, в результаті аналізу виявлено, що зміна показника активності регуляторних систем пасажирів при проїзді стоячи з достатньою точністю описується нелінійним регресійним рівнянням, в якому в якості незалежних змінних виступають значення показника активності регуляторних систем перед поїздкою.

### **Література**

1. Яновський П.О. Пасажирські перевезення – Київ : НАУ, 2008-469 с.
2. Кристопчук М.Є. Ефективність пасажирської транспортної системи приміського сполучення – Харків : ХНАМГ, 2009-214 с.
3. Доля В.К. Теоретические основы и методы организации маршрутных автобусных перевозок пассажиров в крупнейших городах: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.22.10. - М.: МАДИ, 1993. - 42 с.
4. Давідич Ю.О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водіїв: Монографія. – Харків: ХНАДУ, 2006. – 292 с.

Шевченко Сергей Анатольевич, к.т.н., доцент. Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко, Serg.Shevchen@gmail.com

## **ОСОБЕННОСТИ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПРЕВЕНТИВНОЙ ЗАМЕНЫ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН ПРИ НАЛИЧИИ ИНКУБАЦИОННОГО ЭТАПА РАЗВИТИЯ ДЕФЕКТОВ**

При эксплуатации машин по техническому состоянию возникает необходимость оптимизации периода диагностирования их элементов и порога превентивной замены – значения диагностического параметра, при превышении которого элемент заменяют.

Одним из наиболее существенных факторов, влияющих на осуществление эксплуатации агрегатов по состоянию, является наличие инкубационного этапа развития дефектов. Если инкубационный этап отсутствует, а изменение структурных и диагностических параметров элементов начинается при вводе в эксплуатацию и в дальнейшем происходит без существенных изменений скорости развития, то для оптимизации периодичности диагностирования и порога превентивной замены могут использоваться результаты, полученные В.М. Михлиным [1].

В работе [2] предложена методика оптимизации правила превентивных замен элементов, отказывающих вследствие совместного действия деградационного процесса и случайной нагрузки. При оптимизация порога превентивной замены осуществляется по результатам многократно повторяемых численных экспериментов и статистической обработки их результатов.

Проанализируем особенности эксплуатации по техническому состоянию элементов, дефектам которых присущ инкубационный этап развития (например, питтинг). Будем рассматривать случай, когда диагностирование осуществляется периодически, причем на время диагностирования выполнение производственного задания приостанавливается.

При периодическом диагностировании элементов, дефектам которых присущ инкубационный этап развития, информация о дефекте является существенно ограниченной – неизвестны ни момент завершения инкубационного этапа, ни размер дефекта в этот момент. Скорость развития дефекта, зависящая от многочисленных эксплуатационных факторов, характеризуется существенным разбросом и при этом является весьма высокой, так что длительность завершающего этапа развития дефекта составляет малую часть его среднего ресурса.

Естественно, выполняя несколько измерений, можно определить тренд диагностического параметра и прогнозировать остаточный ресурс диагностируемого элемента. Однако при этом существует опасность возникновения отказа ранее, чем будет накоплена информация, необходимая для определения тренда. В связи с этим целесообразно рассмотреть

возможность принятия решения о продолжении эксплуатации элемента машины или о необходимости замены по единственному измерению диагностического параметра.

Исходными данными для решения оптимизационной задачи являются: порог корректирующей замены (превышение которого приводит к отказу), средняя скорость развития дефекта и ее коэффициент вариации, средний ресурс элемента, стоимости диагностирования элемента, а также стоимости превентивной и корректирующей замен элемента. Необходимо определить период диагностирования и порог превентивной замены, оптимальные по критерию минимума эксплуатационных затрат.

Для этого можно использовать зависимость влияния превентивной замены элемента по результатам диагностирования на изменение параметра потока отказов во времени [3].

Предложенный алгоритм решения оптимизационной задачи состоит в следующем:

- определяем средние удельные (на единицу времени) затраты при корректирующем ремонте;
- определяем вероятности отказа (корректирующей замены) и превентивной замены элемента по результатам диагностирования от порога превентивной замены и периода диагностирования;
- определяем зависимость среднего недоиспользованного ресурса элемента от порога превентивной замены и периода диагностирования;
- определяем средние удельные затраты при эксплуатации по состоянию в как функцию от порога превентивной замены и периода диагностирования;
- осуществляем минимизацию средних удельных затрат при эксплуатации по состоянию, варьируя порога превентивной замены и периода диагностирования (при этом должно выполняться ограничение: эти затраты должны быть меньшими, чем при корректирующем ремонте).

### Литература

1. Ананьин А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин / А.Д. Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов, А.В. Неговора, А.С. Иванов – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 215 с.

2. Khas Tuan Huynh, Anne Barros, Christophe Berenguer, Inma Castro. A periodic inspection and replacement policy for systems subject to competing failure modes due to degradation and traumatic events. *Reliability Engineering & System Safety*, 2011, 96 (4), pp.497-508.

Шевченко С.А. Оптимизация периодичности диагностирования агрегатов машин при наличии инкубационного этапа развития дефекта [Текст] / С.А. Шевченко // Вісник ХНТУСГ. Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва. -Харків: ХНТУСГ, 2014. -Вип. 151. - С. 21-25.

## СИСТЕМА КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ ИСТОЧНИКА МОЩНОСТИ – ГЕНЕРАТОРА МНОГОКРАТНЫХ ТОКОВЫХ ИМПУЛЬСОВ

В отличие от известных источников мощности (ИМ) – магнитно-импульсных генераторов сильноточных однократных сигналов [1-4], предлагаемый ИМ должен не только регулировать уровень заряда емкостных накопителей энергии, но и выполнять множество других функций: синхронизировать процессы «заряд-разряд», устанавливать требуемое число импульсов в серии, отображать текущую информацию о работе источника мощности и др.

### Структурная схема и назначение

Система контроля и управления ИМ должна обеспечивать: серийный режим генерации разрядных импульсов (от 1 до 100); управляемый процесс заряда и разряда конденсаторных батарей установки через обмотку индуктора; заряд конденсаторных батарей до заданного напряжения в диапазоне от 200 В до 2000 В (шаг 50 В); безопасную работу силовых тиристоров в импульсном режиме; управление и отображение основных параметров (напряжение заряда, количество циклов, текущее напряжение конденсатора).

Ввиду необходимости выдерживать различные строго заданные временные интервалы, основные функции управления были возложены на микроконтроллер. Общая структура системы контроля и управления приведена на рис.1,а.

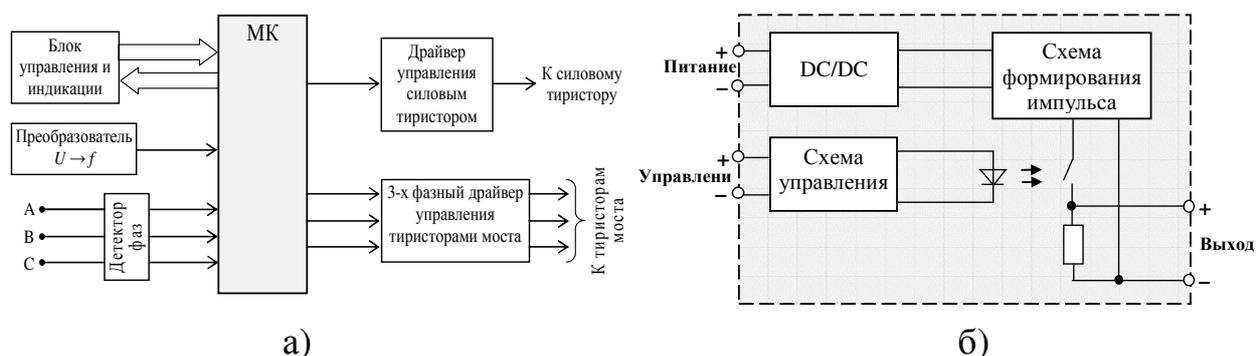


Рисунок 1 – Структурная схема системы контроля и управления (а) и драйвера управления тиристором (б)

Блок управления и индикации обеспечивает интерфейс оператора: возможность управления зарядным напряжением и количеством последовательных циклов, а также отображение текущего напряжения конденсатора.

Для реализации функции вольтметра использована схема преобразователя напряжение-частота. Эта схема обладает хорошей точностью,

низкой стоимостью, высокой помехоустойчивостью, малой чувствительностью к изменениям питающего напряжения, отсутствием дифференциальной нелинейности.

С делителя напряжения сигнал поступает на вход преобразователя напряжение-частота, который на выходе формирует частотный сигнал с пропорциональной частотой. По частоте сигнала микроконтроллер рассчитывает напряжение на конденсаторе и отображает его на индикаторе.

Детектор фаз представляет собой три схемы фиксации перехода напряжения через ноль, собранные по схеме «звезда». На выходе каждой такой схемы находится компаратор, который формирует цифровой сигнал для микроконтроллера. На основании полученных сигналов микроконтроллер производит отсчет времени, отдельно для каждой фазы, и вырабатывает управляющий сигнал для открытия конкретного тиристора.

Для обеспечения равномерного и быстрого распространения сигнала управления в схеме системы управления были применены специальные схемы драйверов управления тиристорами (рис. 1,б).

Для защиты от помех микроконтроллера и системы управления в целом между микроконтроллером и блоками системы была задействована оптронная развязка, а также полная изоляция всех блоков по питанию.

Система контроля и управления МИУ также обеспечивает разряд конденсаторных батарей после прекращения работы или в случае непредвиденных ситуаций (аварийный режим, пропадание питания, обрыв в цепи нагрузки и пр.)

Таким образом, нами предложены, обоснованы и описаны схемные решения по системам контроля и управления, позволившие создать действующий источник мощности – генератор серий из заданного числа токовых импульсов.

### Литература

1. Белый И. В. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов / Белый И. В., Фертик С. М., Хименко Л. Т. – Х.: Вища школа, 1977. – 189 с.

2. Батыгин Ю. В. Возможности магнитно-импульсной технологии для рихтовки кузовных элементов автомобилей / Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Г. С. Сериков, Е. А. Чаплыгин // Физические и компьютерные технологии, ХНПК «ФЭД», Харьков, 2007 – С. 352–355.

3. Батыгин Ю. В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Магнитно-импульсные технологии для формовки кузовных элементов автомобиля: монография / Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, Е. А. Чаплыгин. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publish., 2012 – 208 с.

4. Ивашин В. В. Конструкция мощного импульсовибрационного источника сейсмических волн (ИСВ) и выбор его основных конструктивных параметров / В. В. Ивашин, И. М. Чуркин // Силовые полупроводниковые и импульсные электромеханические преобразовательные устройства. Сб. статей. – Куйбышев, 1976. – С. 17 – 24.

Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія (м. Одеса)

Сметанюк Іван Романович, магістрант, Військова академія (м.Одеса)  
ivansme@ukr.net

## **ПРОПОЗИЦІЇ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ НЕСУЧИХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Встановлено, що багато рам колісних і гусеничних машин тривалий час не втрачають працездатність навіть при наявності тріщин. Однією з причин нерозповсюдження тріщин в рамах є перерозподіл напружень між елементами конструкції у міру появи і розвитку пошкоджень, що підтверджується електротензометричним експериментом, проведеним радіотелеметричною лабораторією НАТІ.

Об'єктом дослідження обрали зварні шви рами причепа БМЗ-887 вагою 1,7 т, яка виготовлена з швелера зі сталі 20. Експериментам передував аналіз послідовності зародження і розвитку втомних тріщин в рамі при полігонних випробуваннях та експлуатації. За результатами аналізу для дослідження були обрані небезпечні вузли, на які наклеювалися тензорезисторами, з урахуванням досвіду тензометрування зварних конструкцій. Досліди проводилися на рамі за обраними режимами полігонних випробувань. Для дослідження структурного фактора використовували стандартну методику кількісної металографії, яка дозволяє визначити параметри гетерогенності на модельних зразках.

Встановлено, що при аналізі рівня напружень у вузлах в залежності від розвитку пошкоджень слід враховувати конструктивні особливості вузлів, їх розташування в рамі, а також спосіб додатки до них навантаження.

Відомо, що значний вплив на опір втоми надають механічні та структурні неоднорідності зварних з'єднань. Механічні властивості зварних з'єднань вивчалися в багатьох роботах, чого не скажеш про структурні неоднорідності. Вплив мікроструктури зон зварного шва на механічні властивості всієї зварної конструкції вивчені недостатньо.

Метою цієї роботи є вивчення здатності структури в різних зонах зварного шва впливати на зародження, поширення і гальмування втомних тріщин. Також, однією з основних завдань при проектуванні і виготовленні деталей машин та елементів конструкції є прогнозування та підвищення їх ресурсу при одночасному зниженні матеріаломісткості. Тому дуже важливо отримати математичну модель прогнозування ресурсу деталей машин.

Для вирішення запропонованого рівняння моделі була використана середу програмування MATLAB і задані вихідні дані з аналізу полігонних випробувань, отримано прогнозоване число ресурсу причепа.

У результаті досліджень отримані дані про вплив параметрів гетерогенності на розподіл швидкостей розвитку втомних малих і магістральних тріщин у зварних швах. За цими даними, за допомогою пакету MATLAB, побудовано залежності швидкості поширення тріщин від

характеристик гетерогенності, для різних рівнів напруг, прикладених в процесі циклічних навантажень.

Досліджуючи структурний фактор для зварних швів після різних технологій обробки і маючи можливість зі справжніх досліджень прогнозувати втомні руйнування, залежно від структурної гетерогенності, можливо регулювати і прогнозувати ресурс звареної конструкції.

## Література

1. Панкратов Н.М. Прискорені випробування мобільних машин та їх елементів /Панкратов Н.М., Боровський Н.Д. – Одеса: Чорномор'я, 1998. - 180 с.

Баранова Валентина Олеговна, асистент, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, valechek1204@mail.ru

Кадебина Анна Николаевна, студент, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

## СИНТЕЗ ПРОМЫШЛЕННОЙ СЕТИ НА КОНВЕЙЕРНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ТРАНСПОРТА

Данная тема является актуальной, потому что применение промышленной сети на конвейерном производстве становится неотъемлемой частью всего процесса.

Целью является повышение эффективности работы конвейерной линии за счет разработки модели синтеза промышленной сети и синтеза методов синтеза промышленной сети для производства.

Объектом данной работы является конвейерная линия.

Предмет – методы синтеза промышленной сети на производстве.

Конвейером называют средство продвижения объектов между стадиями при такой организации.

Постановкой задачи в данной работе будет синтез промышленной сети на производстве транспорта.

Но так как реализация поставленной задачи вызывает трудности, решить её можно при помощи декомпозиции задач на подзадачи мелкие размерности:

- анализ работы электронных устройств конвейерной линии производства;

- разработка обобщенной модели синтеза промышленной сети для конвейерной линии;

- реализация промышленной сети на производстве.

Высокопроизводительная работа современного предприятия часто обеспечивается устройствами непрерывного транспорта.

Машины непрерывного транспорта предназначены для непрерывного перемещения насыпных и штучных грузов по заданной трассе.

Конвейерная система является общей частью механического оборудования для обработки материалов, что движется из одного места в другое. Конвейеры особенно полезны в приложениях, включающих перевозку тяжеловесных или громоздких материалов. Конвейерные системы позволяют быстро и эффективно транспортировать самых разнообразные материалы, что делает их очень популярными в погрузочно-разгрузочных работах и упаковочной промышленности. Многие виды транспортных систем имеются, и используются в соответствии с различными потребностями различных отраслей промышленности.

Следовательно, конвейеры являются составной частью современного технологического процесса. Они устанавливаются и регулируют темп производства, обеспечивают его ритмичность, способствуют повышению производительности труда и увеличению выпуска продукции.

Конвейерные системы обычно используются во многих отраслях промышленности, в том числе автомобильной, сельскохозяйственной, компьютерной, электронной, пищевой, аэрокосмической, фармацевтической, химической, розлива и консервирования, отделочного и упаковки. Многие факторы играют важную роль в точности подбора ленточный конвейер. Важно знать, как ленточный конвейер будет использоваться заранее. Некоторые отдельные области, которые являются полезными, чтобы рассмотреть необходимые операции конвейера, таких как транспортировка, накопление и сортировку, размеры материала, вес и форму, где погрузка и доставка точки должны быть.

Увеличение срока службы конвейерной системы включает в себя: выбор правильного типа конвейера, право проектирования системы и обращение внимания на регулярную практику обслуживания.

Ленточный конвейер будет правильно работать при надлежащем техническом обслуживании. Вот шесть самых больших проблем, которые могут возникнуть с конвейерной системой: слабая регулировка, отсутствие смазки; загрязнение; перевозка продукции; привод; плохой контроль ремня или времени.

Промышленная сеть – это сеть передачи данных, связывающая различные датчики, исполнительные механизмы, контроллеры и другие средства, используемые в автоматизации.

Устройство использует сеть для:

- передачи данных;
- настройки ввода в эксплуатацию и диагностики оборудования автоматизированной системы управления технологическим процессом;
- питания датчиков и исполнительных механизмов;
- передачи данными между датчиками и исполнительными механизмами минуя центральный контроллер;
- связи между датчиками исполнительных механизмов и автоматизированной системой управления технологическим процессом верхнего уровня;

- зв'язи между контроллерами и системами человеко-машинного інтерфейса.

Самой распространённой промышленной сетью является MODBUS.

MODBUS – это один из распространённых промышленных протоколов, который стал стандартом в промышленности и широко используется для организации связи промышленного электронного оборудования. Используется для передачи данных последовательностей линии связи RS-485, RS-422, RS-232 и в сети TCP/IP. Все универсальные SCADA-системы поддерживают данный протокол.

Василишин Сергій Михайлович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)

Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія (м. Одеса)

## **РОЗРОБКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЮ ЖИВУЧОСТІ РАМНИХ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

При проектуванні будь-якої конструкції в першу чергу прагнуть до досягнення необхідної умови експлуатації міцності і жорсткості, всіляко домагаючись при цьому мінімальних витрат матеріалів і виробничих витрат на виготовлення. У зв'язку з цим необхідно враховувати, що багато рам машин тривалий час не втрачають працездатності навіть при наявності тріщин. Однією з причин нерозповсюдження тріщин в рамі, що представляють собою складні, статично невизначені системи, є перерозподіл напружень між елементами конструкції у міру появи і розвитку пошкоджень. Кількісні характеристики цього явища практично відсутні, тому був проведений експеримент по кількісній оцінці перерозподілу напружень в зварній рамі залежно від ступеня розвитку пошкоджень.

Дослідження проводилися на рамі причепа БМЗ-230, звареного з двох лонжеронів, трьох поперечок, заднього візка і задніх опорних кронштейнів кузова. У середній частині рами лонжерони мають замкнутий профіль, утворений швелером і замикаються пластиною, кінці якої виходять до стінки швелера.

Експерименти проводилися за допомогою електротензометрії. Показання тензорезисторів реєструвалися за допомогою радіотелеметричної лабораторії на базі автомобіля ГАЗ-66, укомплектованої радіотелеметричною апаратурою РТУ-1241 магнітографів ЕММ-141 та осцилографом К12-22. Для вимірювання деформації застосовували дротяні тензорезистори.

Експериментам передував аналіз послідовності зародження і розвитку втомних тріщин в рамі при полігонних випробуваннях і при експлуатації. Тому тензорезистори наклеювалися на вузли рами на відстані 10-15 мм від країв зварних швів таким чином, щоб досліджувати зони передбачуваних тріщин.

Досліди проводилися на рамі за обраними режимам полігонних випробувань: переїзд перешкод висотою 160 мм, розташованих у шаховому порядку на треку полігону, швидкість руху по треку – 10,5 км / год., навантаження в кузов 4,4 т, тиск в шинах - номінальний. Довга ділянка треку, на якій проводилися запис свідчень, дорівнювала 620 м (100 перешкод).

Досліджувані параметри реєструвалися в першу чергу на вузлі без пошкоджень, далі – при послідовно наростаючому ступеню ушкоджень цього вузла. За критерій зміни рівня змінних напруг деформацій прийняті величини їх середніх і максимальних амплітуд.

З аналізу експериментальних даних встановлено, що при вивченні зміни рівня напруги у вузлах в залежності від розвитку пошкоджень слід враховувати конструктивні особливості вузлів, їх розташування в рамі, а також спосіб додати до них навантаження.

Встановлено що через радіальну жорсткість ділянок можливо перерозподілити навантаження відповідно до жорсткості контурів рами. Причому спосіб прикладання навантаження і розташування вузлів створить умови для перерозподілу навантажень у міру появи ушкоджень у вузлах.

Таким чином, в результаті аналізу експериментів встановлено, що підвищувати ресурс рами можна за рахунок спрямованого зміни жорсткості різних елементів системи, завдяки чому можливий оптимальний перерозподіл напруг, що забезпечує найбільшу для даної конструкції живучість.

## Література

1. Панкратов Н.М. Ускоренные испытания мобильных машин и их элементов – Одесса: Черноморье, 1998. – 237 с.

Гнатов Андрей Викторович, д.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Чаплыгин Евгений Александрович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [chaplygin\\_e\\_a@mail.ru](mailto:chaplygin_e_a@mail.ru)

## **РИХТОВКА АВТОМОБИЛЬНЫХ КУЗОВОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕХНОЛОГИЙ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ**

Технология магнитно-импульсной обработки металлов (МИОМ) является довольно новой и перспективной. Различные аспекты ее применения рассмотрены авторами работы [1]. Одно из актуальных направлений МИОМ – использование энергии магнитных полей для штамповки, формовки и рихтовки автомобильных кузовов и авиационных обшивок. Данным направлением занимаются зарубежные фирмы, такие как, Electroimpact и Fluxtronic особый интерес представляют разработки Betaginnovation [2]. Наряду с зарубежными

компаниями разработки в данной области ведутся и в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете [3].

В Лаборатории электромагнитных технологий создан комплекс для магнитно-импульсной рихтовки автомобильных кузовов (рис. 1).



Рисунок 1 – Внешний вид комплекса для магнитно-импульсной рихтовки кузовов автомобилей

Комплекс состоит из следующих основных блоков: источник мощности, предназначенный для накопления энергии и передачи ее в инструмент; согласующее устройство – импульсный трансформатор; инструмент рихтовки, формирующий поля заданной формы. Современные компоненты электроники и прогрессивные идеи, вложенные в создание инструментов рихтовки, позволяют существенно повысить эффективность производимых операций.

Процесс рихтовки заключается в следующем. Оператор, производящий рихтовку кузова выявляет место повреждения, определяет степень повреждений и, исходя из полученной информации, выставляет необходимые энергетические параметры рихтовки на блоке управления, такие как уровень заряда и количество импульсов подаваемых на инструмент. Может осуществляться как однократное, так и многократное воздействие. Процесс рихтовки представлен на рис. 2, а результат рихтовки на рис.3.



Рисунок 2 –Процесс рихтовки

Основным преимуществом данной технологии является простота

использования оборудования, малые энергетические затраты и сохранение лакокрасочного покрытия на кузовных панелях автомобиля, что в свою очередь существенно повышает их срок службы, а сам процесс рихтовки длится значительно меньше, чем при использовании традиционных методов.



Рисунок 3 – Результат проведенной операции рихтовки

Технологии магнитно-импульсной обработки металлов с течением времени и развитием элементной базы, а также с появлением новых материалов, будут становиться все технологичнее и эффективнее, получая новый виток развития и расширяя область применения своих возможностей.

### Литература

1. Туренко А. Н., Батыгин Ю. В., Гнатов А. В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. – Т.3: Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями. / Под ред. проф. Ю.В. Батыгина. – Харьков: Изд. ХНАДУ, 2009. – 249 с.
2. Welcome to BETAG Innovation // Материалы сайта – 2014. – Режим доступа: <http://www.betaginnovation.com> ([www.beulentechnik.com](http://www.beulentechnik.com).)
3. Лаборатория электромагнитных технологий // Материалы сайта – 2015. – Режим доступа: <http://electromagnetic.comoj.com>.

Дубинин Евгений Александрович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [dubinin-rmn@yandex.ru](mailto:dubinin-rmn@yandex.ru)

### **МЕТОД ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ВОДИТЕЛЯ КАК ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ "ВОДИТЕЛЬ-МАШИНА-ДОРОЖНЫЕ УСЛОВИЯ"**

Мировая статистика свидетельствует о том, что в большинстве дорожно-транспортных происшествий (ДТП) виноват водитель [1]. Большая часть нарушений, повлекших ДТП, вызвана пробелами в обучении водителей, незнанием ими своих профессиональных и психофизиологических возможностей. В проведенном исследовании [2] установлено, что в аграрном

секторе Украины, где на транспортных работах эксплуатируется значительное количество шарнирно-сочлененных колесных машин, к наиболее значимым производственным опасностям относятся: нарушение правил дорожного движения – 13,3 %, недостатки во время обучения безопасным приемам труда – 9,9 %, алкогольное и наркотическое опьянение – 8,9 %, нарушения трудовой и производственной дисциплины – 8,7 % и др.

Под надежностью водителя следует понимать, по аналогии с техническими системами, его способность в течение определенного промежутка времени работать без ДТП [1]. На основе проведенного анализа подходов к оценке влияния водителя на процесс движения машины можно выделить основные факторы, влияющие на безопасность такого движения относительно специфики эксплуатации шарнирно-сочлененных машин:

- квалификация водителя (стаж вождения общий; стаж вождения шарнирно-сочлененных машин; прохождение занятий по практике вождения шарнирно-сочлененных машин; знание и умение применять приемы управления шарнирно-сочлененными машинами в аварийных ситуациях);

- состояние водителя (усталость, болезненное состояние, общее состояние здоровья (в том числе возрастные изменения), морально-психологическое состояние, алкогольное или наркотическое опьянение);

- психофизиологические особенности водителя (время реакции, память, распределение внимания).

Все перечисленные факторы имеют различную весомость, их вклад в обеспечение устойчивости положения машины при движении различный и может меняться во времени случайным образом. Дифференциация каждого из факторов представляет собой сложную задачу. Поэтому для решения проблемы оценки влияния надежности водителя на безопасность эксплуатации колесных машин необходимо находить новые подходы.

В настоящее время одним из основных параметров, характеризующих надежность водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия" является время реакции при аварийной ситуации. Взаимодействие элементов системы подробно рассмотрено в работе [3]. Разработанный мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) [4] с программным продуктом DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles), адаптированный для оценки устойчивости положения, позволяет оценить и повысить надежность водителя во время выполнения транспортных операций в процессе реальной эксплуатации. Основной подход заключается в оценке текущих параметров устойчивости положения как в режиме реального времени, так и при анализе собранных массивов информации. В качестве параметра устойчивости возможно использование коэффициента динамической устойчивости  $K_{ду}$  [5].

На рисунке 1 представлена блок-схема предлагаемого метода оценки надежности водителя при обеспечении безопасности использования шарнирно-сочлененной машины в различных условиях эксплуатации.

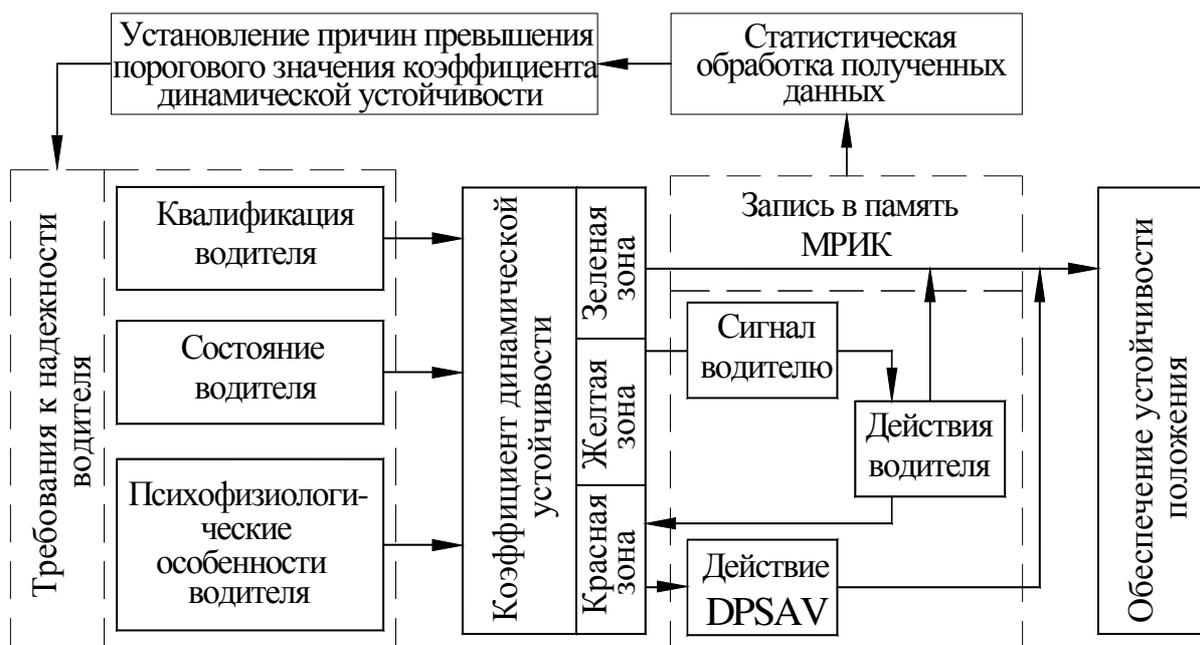


Рисунок 1 – Перспективная схема оценки надежности водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия" при обеспечении устойчивости положения колесных машин

Исходя из того, что у водителей отношение и мотивация к выполнению транспортных операций с соблюдением требований по безопасности могут быть различными, основной эффект для повышения устойчивости положения может быть получен за счет улучшения информативности и обеспечения корректирующих воздействий в процессе движения при помощи МРИК. То есть в DPSAV возможно задание "зеленой зоны" текущих параметров устойчивости положения. Водитель при движении, учитывая собственные возможности, дорожные условия, вопросы экономии топлива и так далее, выбирает безопасный, на его взгляд, режим движения. МРИК в процессе движения, демонстрируя в режиме реального времени текущую величину коэффициента динамической устойчивости, подсказывает водителю о правильности выбранного режима. При превышении порогового значения "зеленой зоны" МРИК с DPSAV будет входить в режим "желтой зоны" (35% от максимального значения коэффициента динамической устойчивости). В этом случае водитель будет получать звуковой (визуальный) сигнал. При неудовлетворительной реакции водителя или игнорировании сигнала будет осуществляться переход в режим "красной зоны" (20 % от максимального  $K_{ду}$ ). При дальнейшей неудовлетворительной реакции водителя или игнорировании сигнала возможна, при наличии соответствующей связи, команда на снижение подачи топлива вплоть до остановки машины. Все выходы контролируемого параметра за пределы зон будут записываются в память МРИК и анализироваться в дальнейшем. Пороговые значения зон выбраны с учетом существующих наработок по установлению критерия боковой устойчивости [6].

Статистическая обработка результатов может дать полную картину на любом промежутке времени эксплуатации относительно выполнения требований к безопасности использования шарнирно-сочлененных машин как в единичном случае, так и в случае использования парка машин. При частых выходах в "желтую зону" возникают вопросы об организации процесса перевозок (маршрут, дорожные условия и так далее). При многократном выходе параметра в "красную зону" возникают вопросы к надежности данного водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия". При этом, в дальнейшем, возможны профилактические мероприятия с водителями, выяснение конкретных причин таких ситуаций, материальное мотивирование к выполнению инструкций по безопасности движения.

### Литература

1. Венгеров И.А. Актуальные вопросы безопасности дорожного движения (повышение профессиональной надежности водителей) / И.А. Венгеров, А.А. Пинт. – М.: Знание, 1987. – 64 с.
2. Подобед І.М. Прогнозування виробничого травматизму в аграрному секторі економіки України: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.26.01 / Подобед Іван Мефодійович. – К., 2008. – 20 с.
3. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Изд. 2, перераб. и дополн. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
4. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
5. Дубинин Е.А. Перспективный метод испытаний средств транспорта на устойчивость положения / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, В.В. Задорожня // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х.: ФОП Томенко Ю.І., 2015. – Вип. 156. – С. 553-559.
6. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8 – [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.

Кадырметов А. М., доцент, к.т.н., Воронежская государственная лесотехническая академия, [kadyrmetov.a@mail.ru](mailto:kadyrmetov.a@mail.ru)

Бухтояров В. Н., доцент, к.т.н., Воронежская государственная лесотехническая академия, [79081469891@yandex.ru](mailto:79081469891@yandex.ru)

Мальцев А. Ф., ст. преподаватель, Воронежская государственная лесотехническая академия

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДУЛЯЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПЛАЗМЕННОМ НАНЕСЕНИИ ПОКРЫТИЙ**

В настоящее время в современном машиностроении повышаются требования к долговечности пар трения. Для повышения долговечности могут быть нанесены покрытия различного функционального назначения (термостойкие, износостойкие, коррозионностойкие и т.д.). В качестве таких покрытий могут выступать гальванические, плазменные, нанесенные наплавкой и т.д. В каждом способе нанесения покрытия имеются свои недостатки. В частности, при напылении износостойких покрытий может быть получена недостаточно высокая прочность соединения покрытия с основой, и таким покрытиям присуща высокая хрупкость. При наплавке в детали возникают остаточные термические напряжения, которые могут вызвать усталостные разрушения.

Одним из методов, использование которого позволяет снизить перечисленные недостатки, является метод напыления-наплавки с модуляцией электрических параметров. Модуляция электрических параметров заключается в наложении импульсов на постоянный ток дуги. Импульс создается от заряда, накопленного в емкости конденсатора. Заряд и разряд осуществляется открытием и закрытием тиристорного моста, в который заключена емкость. Причем модуляция электрических параметров осуществляется как для прямой, так и для косвенной дуги. Управление процессом плазменного нанесения покрытия в данном случае может быть реализовано регулированием мощности и длительности импульсов.

Проведенные исследования [1-3] показали, что применение при плазменной наплавке модуляции обратной полярности (деталь подключается к отрицательному полюсу источника питания) позволяет повысить качество получаемых покрытий. В то же время, данная электрическая схема подключения вызывает ряд недостатков: усложняется конструкция и уменьшается ресурс плазматрона; дуга обратной полярности, может потерять пространственную устойчивость с «привязкой» к острым кромкам и выступам; ряд металлов, образующих соединения, обладающих большей эмиссией электронов, чем сам обрабатываемый металл, могут затруднить плазменную обработку из-за снижения стабильности сжатой дуги обратной полярности; затруднена наплавка в труднодоступных местах и на ограниченных поверхностях; недостаточен опыт применения технологии наплавки на обратной полярности. Устранение указанных недостатков возможно применением импульсной модуляции наложением импульсов тока и напряжения на стационарный ток плазменной дуги.

Электроды плазматрона разрушаются вследствие постоянной бомбардировки электронов дуги, что имеет место при наплавке с обратной схемой подключения электродов плазматрона. Применяя импульсную модуляцию можно менять направление движения заряженных частиц и электронов и обеспечить равномерное распределение электронов между деталью и катодом, повышая ресурс плазматрона. Импульсы силы тока и напряжения повышают устойчивость дуги за счет обеспечения пробоя воздушного промежутка и привязки дуги не к острым кромкам и выступам, а по всей поверхности.

Кроме того, применение модуляции электрических параметров обеспечивает повышение физико-механических характеристик покрытия. Применяя более мощные импульсы на начальных этапах наплавки и снижая их на последующих участках напыления детали, обеспечивается равномерное распределение температурного поля (рис. 1). Это объясняется инертностью процессов теплонасыщения детали и необходимостью предварительного её нагрева. Мощность последующих импульсов выбирается из условия обеспечения качества покрытий и поддержания температуры поверхности и детали на заданном уровне. Управляя температурным полем, можно контролировать структурные изменения, происходящие в покрытии.

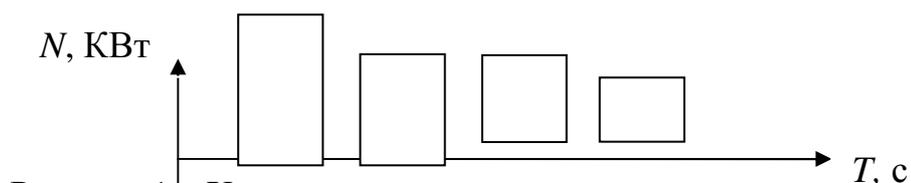


Рисунок 1 — Характер распределения мощности электрических импульсов прямой дуги по времени, обеспечивающего равномерное распределение температуры напыляемой поверхности

На основе вышеизложенного можно сделать вывод, что модуляция электрических параметров позволяет повысить качество покрытий за счет обеспечения равномерности температурного поля поверхности напыления и дискретно распределенного локального приплавления покрытия к основе в моменты импульсного увеличения мощности дуг [2, 3]. Это дает возможность создавать покрытиями, обеспечивающими заданный высокий ресурс деталей.

### Литература

1. Соснин, Н. А. Плазменные технологии [Текст] / Руководство для инженеров / Н. А. Соснин, С. А. Ермаков, П. А. Тополянский, СПб: Из-во Политехн. ун-та, 2008. – 408 с.
2. Бухтояров, В. Н. Технология восстановления цилиндрических поверхностей валов плазменным напылением с одновременным оплавлением выносной модулируемой дугой (на примере коленчатого вала) [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Бухтояров В. Н. / Воронежская гос. лесотехн. акад. – Воронеж, 2003. – 16 с.
3. Кадырметов, А. М. Теоретические основы и технологическое обеспечение качества плазменного нанесения и упрочнения покрытий модуляцией электрических параметров [Текст]: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.02.07, 05.02. 08 / А. М. Кадырметов; ВГЛТА. – Воронеж, 2013. – 32 с.

Ненастина Татьяна Александровна, к.т.н., доцент, ХНАДУ  
Гапон Юлиана Константиновна, аспирант, НТУ «ХПИ»  
Сахненко Николай Дмитриевич, д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»  
Ведь Марина Витальевна, д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

## ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ПОКРЫТИЯ СПЛАВАМИ КОБАЛЬТА

По своим физико-химическим и физико-механическим свойствам, сплавы кобальта с тугоплавкими металлами, во-первых, могут служить альтернативой покрытиям твердым хромом, нанесение которых проводят из электролитов на основе соединений Cr (VI), в виду высокой токсичности отнесенных экологически опасному гальваническому производству 1-го класса. Во-вторых весьма эффективным представляется их использование для замены каталитических материалов на основе металлов платиновой группы, поскольку их дефицит, высокая стоимость, а также безвозвратные потери в процессе эксплуатации делают все более актуальной проблему поиска путей и способов их полной или частичной замены в каталитических системах.

Результаты исследования закономерностей образования тернарных сплавов подтвердили выдвинутые ранее предположения о проявлении тугоплавкими элементами антагонистических свойств, при их соосаждении в сплав из полилигандных электролитов. На основании анализа поляризационных зависимостей и кинетических параметров катодной реакции установлено, что восстановление вольфрама и молибдена происходит из комплексов  $[\text{CoCitWO}_4]^{3-}$  и  $[\text{CoCitMoO}_4]^{3-}$ , причем при соотношении концентраций  $\text{MoO}_4^{2-}:\text{WO}_4^{2-}$  в электролите 1:2 происходит относительное обогащение сплава молибденом.

Экспериментально доказано, что изменение состава сплава с ростом плотности тока обуславливает смену морфологии поверхности, причем внутренние напряжения в покрытиях возрастают с увеличением содержания вольфрама в сплаве, о чем свидетельствует их растрескивание (рис.).

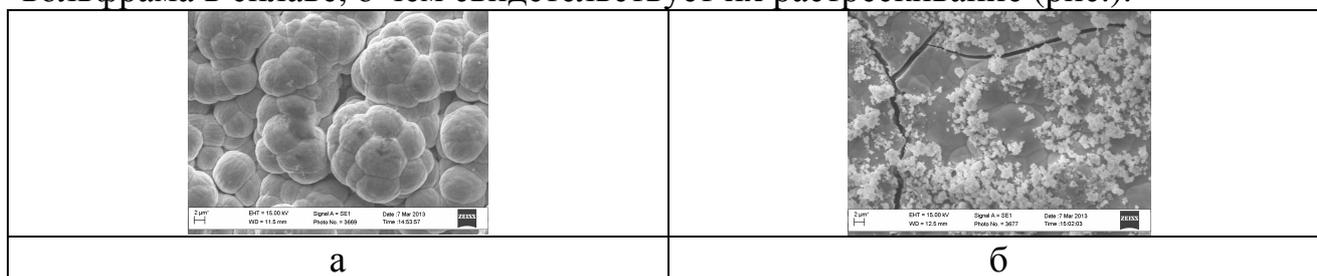


Рис. Микрофотографии (x2000) сплава Co-Mo-W, осажденного в импульсном режиме при плотностях тока: а – 4 , б – 10 А/дм<sup>2</sup>

Таким образом, установлено, что из полилигандного электролита в условиях стационарного и нестационарного электролиза осаждаются компактные полифункциональные покрытия сплавами кобальта с тугоплавкими компонентами, которые могут быть использованы в дальнейшем в автомобильной промышленности.

Осірак Маркіян Володимирович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)  
Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія  
(м. Одеса)

## ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ НЕСУЧИХ РАМНИХ СИСТЕМ ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Прогнозування ресурсу деталей машин і підвищення його при одночасному зниженні матеріаломісткості є однією з основних задач при проектуванні і технології виготовлення деталей машин і елементів конструкцій. При розробці і виготовленні деталей машин дуже важливо отримати математичну модель, за допомогою якої можна спрогнозувати ресурс тієї чи іншої деталі або конструкції.

У теорії та практиці оцінки ресурсів машин отримали розвиток відповідні розрахункові моделі, розрахунок на допуск, у якому випадковий процес - поле допуску (розрахунок на допуск) і розрахунок на втому, в якому використовується гіпотеза підсумовування пошкоджень [1,2].

Метою цієї роботи є прогнозування ресурсу рами залежно від її пошкоджуваності в процесі експлуатації. Найбільше число пошкоджень досліджуваної рами доводиться на з'єднання ланжеронів і поперечок рам причепів у вигляді втомних тріщин, тому при оцінці довговічності рами використаний метод розрахунку на втому.

Практичні розрахунки на втомну довговічність елементів механічних систем ґрунтуються на гіпотезі підсумовування (накопичення) втомних пошкоджень, яка дозволяє по кривих втоми судити про їх ресурси у відповідних умовах експлуатації, представлених в розрахунках схематизованих навантаженнями. Гіпотеза заснована на припущенні, що пошкодження, викликане циклом напружень, не залежить від стану деталі в даний момент і від попередньої історії навантаження, а просто підсумовується з пошкодженнями, викликаними попередніми циклами.

При безперервній зміні напруг, що відповідають експлуатаційним навантаженням, основна розрахункова формула представлена у вигляді

$$L_c = \frac{N_c}{n_{\text{ц}}} = a \left[ n_{\text{ц}} \int_{\sigma_{\text{min}}}^{\sigma_{\text{max}}} \frac{f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma \right], \quad (1)$$

де  $L_c$  – ресурс;

$N_c$  – загальне число циклів;

$f(\sigma)$  – щільність розподілу амплітуд напруг;

$N(\sigma)$  – рівняння кривої втоми [2];

$\sigma_{max}, \sigma_{min}$  – напруги;

$n_{ц}$  – середня кількість циклів в одиницю часу;

$a$  – величина залежна від матеріалу деталі і умов навантаження.

На підставі гіпотези підсумовування пошкоджень розроблені методики розрахунку втомленості довговічності. Тому в роботі було розглянуто метод оцінки довговічності рами на стадії проектування на основі розрахунку МКЕ. інформації про статистичні закономірності навантаження рами та властивостей розподілу довговічності.

В ряді трудів [1,2] показано, що задовільна згода з емпіричними розподілами дає розподіл Вейбула, яке використовується при випробуваннях на багатоциклову втому

$$F(\sigma) = ba^{-b} \sigma^{b-1} \exp[-(\frac{\sigma}{a})^b], \quad (2)$$

де  $a$  і  $b$  – параметри масштабу і форми, пов'язані зі статистичними характеристиками розподілу  $E$  (матриця очікування) і  $V$  (коефіцієнт варіації).

Для аналітичного опису кривої втоми найбільше використовують залежність

$$N(\sigma) = N_0 (\frac{\sigma-1}{\sigma})^m, \quad (3)$$

де  $N_0$  – число циклів, відповідне точці перелому кривої витривалості (базове число циклів);

$m$  – параметр кривої (характеристика генеральної сукупності).

Це зв'язано з тим що результати базових випробувань на втому представляють в виді регресійних залежностей між характерним напруженням в циклі  $\sigma$  (амплітудою, розмахом або максимальним напругою циклу) і числом циклів  $N$  до видимого пошкодження зразка. Гранична напруга  $\sigma$  при базі випробувань  $N_0$  являється випадковою величиною, яка характеризує розкидування меж витривалості та довговічності.

Використовуючи (2) і (3), будемо мати

$$L_c = an_{ц} \int_{\sigma_{min}}^{\sigma_{max}} \frac{ba^{-b} \sigma^{-1} \exp[-(\frac{\sigma}{a})^b]}{N_0 (\frac{\sigma-1}{\sigma})^m} d\sigma. \quad (4)$$

В справжній роботі для рішення запропонованої моделі використовували систему MATLAB, яка представляє собою пакет універсальних інтегрованих програм. При вирішенні задач в системі MATLAB є завжди декілька програм, призначених для її вирішення, в залежності від особливостей цієї задачі

Для вирішення моделі з самого початку були задані вихідні дані, а потім закодовано в MATLABі вираз (4). Із аналізу полігонних випробувань рами, було

встановлено значення  $\sigma_{\max} = 180$  МПа. Так як рама причепа виготовлена із сталі 20, то значення  $N_0$  було взято р кривої втоми сталі 20 і відповідають  $2 \cdot 10^6$  циклів, а межа текучості  $\sigma_{1} = 220$  МПа. Згідно європейским нормам, для всіх зварних вузлів,  $m = 3,0$ .

Дана задача зводиться до визначення ресурсу причепа  $L_c$ . Було отримано, що прогнозоване число ресурсу причепа  $L_c = 0,333 \cdot 10^6$ . Число відповідає отриманим експериментальним даним НАТИ, яке дорівнює  $L_c = 0,3 \cdot 10^6$ .

Очевидно, що отримане теоретичне значення і експериментальні дані відрізняються на 10 %. що говорить про адекватність запропонованої моделі.

Таким чином, на основі закону Вейбула и степеневого виразу кривої втоми запропонована модель оцінки довговічності рами причепа. Використовуючи параметри кривої втоми сталі 20 і результати полігонних випробувань причепа, за допомогою пакету програм MATLAB вирішена модель в результаті чого отримано вираз прогнозованого ресурсу рами.

### Література

1. Лукинскій В С. Зайцев Е И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991. – 345 с.
2. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 298 с.

Соколовський Денис Анатолійович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)  
Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія (м. Одеса)

### **АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ ШЛЯХОМ НАПИЛЕННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТОНАЦІЙНИМ МЕТОДОМ**

Перспективним шляхом підвищення ресурсу й надійності є використання покриттів різного призначення. Автомобільна промисловість, як при виготовленні, так і при ремонті деталей бідує, зокрема, у детонаційних покриттях різного призначення. Одним з достоїнств даного методу є можливість регулювання й керування кінетикою процесу й тепловою енергією часток.

В автомобільній промисловості детонаційне напилювання почали використовувати ще в 60-х роках минулого сторіччя. Але широко використовувати й вивчати детонаційне напилювання стали в 80-х роках.

Детонаційне напилювання – це багато параметричний технологічний процес. Основними технологічними параметрами є: хімічний склад порошку, склад газової суміші, що детонує, середня грануляція порошку, дистанція напилювання, навішення порошку на один постріл, режим підготовки поверхні підкладки, інтервал між пострілами, розподіл часток по розмірах. Обмежені дані в літературі про технологічні режими детонаційно-газового напилювання, зокрема, про довжину труби, його перетині, скорострільності, місці уведення порошку, дозі порошку, способі вихідної підготовки порошку, дистанції напилювання практично виключає можливості відтворення умов напилювання. Моделювання основних параметрів напилювання газотермічних покриттів і розрахункові моделі зношування покриттів, в основному приводять у літературі на прикладі плазменних покриттів. У цей час технічні завдання вимагають розвитку поряд із традиційними способами оптимізації через експеримент, математичних прогнозуючих моделей. Прогнозування з використанням моделей при оцінці працездатності й параметрів якості покриттів дає також можливість кількісного обліку впливу елементів технологічного й експлуатаційного впливу на працездатність.

У багатьох випадках надійність машин визначається довговічністю третьових поверхонь їхніх кінематичних пар, тому для багатьох видів деталей автомобіля першорядне значення має підвищення зносостійкості.

Метою даної роботи є дослідження і розробка технології детонаційного напилення колінчатого валу вантажного автомобіля, як об'єкту дослідження, також вибір матеріалу і вивчення впливу технологічних параметрів детонаційного напилення на механічні властивості покриття; змоделювати процеси формування зносостійких покриттів при детонаційному напилюванні і їхній пошкоджуваності при зношуванні за допомогою пакета MATLAB.

Процес формування детонаційних покриттів в більшості подібний процесу формування плазменних покриттів, який в основному заключається в розтіканні і кристалізації рідинних частин по поверхні підкладки або по передніх шарах покриття. Детонаційні покриття порівняно з плазменими визначаються суттєвою різницею механізму формування. Детонаційний процес напилення в різниці від плазменого є циклічним і таким, що надає частинам порошку більш високі швидкості, що, в свою чергу, визначає особливості механізму формування покриття.

Оптимізація технології процесу напилювання зв'язана зі зміною і керуванням рядом характерних параметрів. Для газової суміші, до таких параметрів відносять: склад газової суміші, дозу газової суміші за один постріл склад газової суміші в стволі між пострілами; для порошку – хімічний склад часток, грануляція порошку, що напилюється в стволі на момент підпалу суміші, розподілення частин по розмірам. В свою чергу перелічені параметри

характеризують кінцевий стан процесу: концентрацію, температуру і швидкість частин; хімічний склад середовища; температуру поверхні підкладки.

Використання фізично структурних моделей для оцінки характеру тертя й зношування детонаційних шарів дає можливість, крім рішення завдань по оптимізації технологічних параметрів напилювання й підбора матеріалів покриттів, прогнозувати також довговічність напиляних деталей. Найбільш коректним і універсальним на сьогоднішній день є структурно - імовірнісний підхід.

Причому існує кілька базових варіантів моделювання зношування різних покриттів, побудованих на характеристиках пошкоджуваності.

У даній роботі обґрунтовані й запропоновані моделі формування покриттів при детонаційному напилюванні покриттів і їхнього ушкодження при експлуатації. Рішення цих моделей запропоновано за допомогою пакета MATLAB. На основі аналізу кінетичних закономірностей зношування покриття й гетерогенності детонаційних шарів розроблена розрахункова модель зношування детонаційних покриттів з різними триботехнічними властивостями.

### **Література**

1. Харламов Ю.А. Детонационно-газовые процессы в промышленности. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1998. – 223 с.

2. Витязь П.А. Теория и практика газопламенного напыления / П. А. Витязь, В. С. Ивашко, Е. Д. Манойло. – Минск: Наука и техника, 1999. – 296 с.

Ткачук Максим Вадимович, магістрант, Військова академія (м. Одеса)  
Арцибашева Наталія Миколаївна, к.т.н., доцент, професор, Військова академія (м. Одеса)

### **ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАПИЛЕННЯ НА РЕСУРС ГАЗОПОЛУМЕНЕВИХ ПОКРИТТІВ ДЕТАЛЕЙ ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

У процесі експлуатації автомобіля робочі поверхні багатьох деталей схильні до зношування, втомного руйнування. Тому гостро стоїть питання підвищення зносостійкості, втомної міцності. Одним з найбільш ефективних способів підвищення ресурсу деталей є створення високо твердих покриттів на робочих поверхнях. Одним із шляхів підвищення ресурсу деталей і зниження витрат на запасні частини є впровадження у виробництво технології відновлення і зміцнення деталей з використанням методів газотермічного напилення (газополуменеве, плазмове, детонаційне напилення; електродугова металізація). В даний час розроблені різні види порошків, вдосконалені обладнання та технології нанесення покриттів, що обумовлює можливість їх

широкого застосування для зміцнення і відновлення деталей машин і устаткування.

Мета цієї роботи є підвищення ресурсу вузлів і деталей військових автомобілів з використанням технології плазмового напилення. При відновленні і зміцненні робочих поверхонь деталей важливе значення мають питання отримання зміцнених поверхонь без наступних термічних деформацій деталі.

На підставі результатів проведених досліджень розроблено методологію отримання зносостійких покриттів рівної товщини із заданими властивостями без подальшої термічної деформації деталі.

З метою зниження трудомісткості подальшої механічної обробки була поставлена і вирішена задача отримання рівномірної товщини напиленого покриття шляхом управління кінематичними параметрами процесу. Встановлено, що головним визначальним чинником є залежність нерівності напилення від відстані між напилювальними шарами.

З метою встановлення оптимальних режимів при напиленні зносостійких покриттів була проведена оптимізація багатофакторного процесу плазмового напилення. Встановлено залежності впливу режимів напилення на товщину і міцність зчеплення покриття, а також визначені режими напилення, що забезпечують отримання максимальної міцності зчеплення покриття при заданій товщині.

У роботі досліджено і вирішено питання обґрунтування і вибору зносостійкого плазмового покриття, що забезпечує більш високі ресурсні характеристики деталей автомобіля. Для забезпечення високих показників міцності і зносостійкості покриттів в роботі запропонована методика нанесення багат шарового покриття з самофлюсуючого сплаву з карбідом вольфраму з подальшим оплавленням.

Основною проблемою, що виникає при плазмовому напиленні, є значна потужність сучасних напилювальних пристроїв (зважаючи на термічну активність плазмового струменя), не завжди дозволяють витримати необхідний тепловий режим поверхні деталі. Це призводить до виникнення напружень і відшарування покриттів, або до термічної деформації всієї деталі. Отримання необхідних фізико-механічних властивостей покриття досягається наступним його оплавленням (нагріванням разом з деталлю до температури 1000 ° C), що також призводить до деформації деталі. Покриття, отримане за технологією без оплавлення, характеризується недостатніми міцнісними властивостями.

Це визначає необхідність розробки технологічного процесу бездеформаційного напилення, що реалізує єдиний методичний підхід на всіх етапах проектування властивостей покриттів і технології їх нанесення. Ефективність застосування покриттів багато в чому залежить від трудомісткості їх подальшої механічної обробки, на яку впливає ступінь хвилястості покриття. У процесі напилення хвилястість визначається кінематичними характеристиками процесу напилення.

Встановлено, що основним чинником, що викликає термічну деформацію деталі при плазмовому напиленні є тепловий вплив плазмового струменя. Тому в роботі розроблено технологічний процес отримання зносостійкого плазмового покриття рівної товщини, що виключає перегрів і відшарування покриття, як для нових, так і для ремонтваних деталей автомобіля.

### Література

1. Щербакова Л.Г. Захисні газотермічні покриття сплавами хрому / Л.Г. Щербакова, В.Ф. Горбань // Захист металів, 1998. – № 4. – С. 396-397.
2. Пузряков А.Ф. Зміцнення робочих органів машин плазмовим напиленням / А.Ф. Пузряков, В.В. Пучков, В.Г. Поляков та ін. // Будівельні і дорожні машини, 1998. – № 11 / 12. – С. 31-33.

Туренко Александр Игоревич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

### ИДЕАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЖЕБНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

Распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля, рациональное для экстренного торможения не обеспечивает сохранения курсовой устойчивости машины при служебных торможениях.

В докладе из условия обеспечения коэффициента устойчивости, равного единице, показано определение идеального закона распределения тормозных сил между осями двухосного автомобиля при служебных торможениях. Коэффициент идеального распределения тормозной силы на переднюю ось определяется в зависимости от координат центра масс автомобиля, коэффициента сцепления колес с дорогой и величины замедления, развиваемого машиной при служебном торможении. При малых величинах замедления, приближающихся к нулю, торможение автомобиля целесообразно осуществлять только передними колесами.

Идеальный закон распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях позволяет получить значение коэффициента устойчивости равное 1 ( $k_{уст}=1$ ) при любых значениях замедления и коэффициента сцепления.

Идеальный закон распределения тормозных сил на переднюю ось при служебных торможениях имеет следующий вид:

$$\beta_{ид}^{**} = 0,5 + \frac{g}{j_x} \varphi^2 \frac{h - r_d}{L} \quad (1)$$

Таким образом для автомобилей, имеющих центр масс, расположенный посередине базы, идеальный коэффициент распределения тормозной силы на

переднюю ось изменяется от величины соотношения  $j_x/g$  по гиперболическому закону (рис. 1).

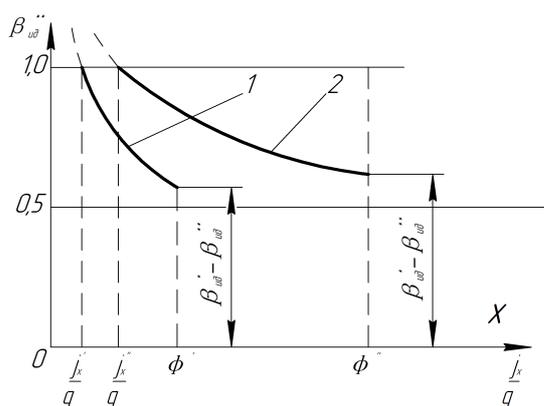


Рисунок 1 – Зависимость  $\beta_{ид}^{**}(j_x/g)$  для автомобиля, имеющего  $a = b = L/2$ :  
 1 –  $\varphi = \varphi'$ ; 2 –  $\varphi = \varphi''$

Чаплыгин Евгений Александрович, доц. каф.Физики, к.т.н. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. chaplygin\_e\_a@mail.ru  
 Сабокарь Олег Сергеевич, преподаватель–стажист каф.Физики. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. oleg.sabokar@mail.ru

## ИНДУКЦИОННЫЙ НАГРЕВ ДЛЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ РЕМОНТА И ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Индукционный нагрев – это физическое явление, связанное с наведением вихревых токов Фуко от внешнего источника переменного магнитного поля в металле. Сопутствующее этому тепловыделение описывается по известному закону Джоуля - Ленца. Данный эффект используется в современной промышленности так как позволяет осуществлять нагрев до высоких температур за достаточно короткое время. Природа носителя энергии есть электрический ток, это позволяет контролировать глубину и скорость прогрева участка металлического объекта. За счет возможности варьирования в указанных пределах частоты внешнего магнитного поля, можно изменять глубину проникновения магнитного поля и плотность индуцированного тока в объеме нагреваемого объекта соответственно.

Значимость предложенной работы заключается в описании возможного повышения производительности выполняемых работ по обслуживанию и ремонту автомобиля, за счет внедрение в технологические операции индукционного локального разогрева металлических участков обслуживаемого ТС.

Помимо индукционной плавки металлов, так называемый сквозной индукционный нагрев широко применяется при выполнении поверхностной закалки и отпуска металлических изделий, широко начал применяться в

промышленности СССР с 1947 года. [2]. Достаточно широко приведены результаты аналитических расчетов и экспериментально полученных опытных данных применимо к технической реализации установок индукционного нагрева и организации процесса нагрева непосредственно в серии брошюр «Библиотека высокочастотника – термиста» авторами Богдановым В.Н. и Рыскиным С.Е.

В наши дни, такими фирмами как: ООО «ЭЛИСИТ» , «МЕТАЛЛКРАФТ» тм., «NORDEX» спд. и др., осуществляется производство и поставка высокомошных установок индукционного нагрева в промышленных масштабах. Подробное описание принципов работы таких установок и способов их реализации приведены в периодике [3-4], где описываются принципы синтеза силовых модулей, критерии и алгоритмы выбора оптимальных параметров используемой элементной базы.

Альтернативным, является использование выше описанного явления при выполнении технического обслуживания автомобиля. При помощи установок индукционного нагрева можно ускорять демонтажные работы, такие как разогрев болтовых соединений, составных клееных частей, снятие лакокрасочного покрытия. Помимо прочего, реализация локального высокоточного нагрева кузовной поверхности автомобиля, дает возможность выполнять устранения вмятин, не обусловленных растяжением металла, путем ослабления внутренних напряженностей в металле. Идея использовать предварительный индукционный нагрев, так же, в технологиях магнитно-импульсной обработки металлов была предложена ещё в 1984г. [5]. Авторами предложения была разработана и создана система, инициирующая протекание тока в обмотке рабочего инструмента до момента силового воздействия. Предварительный индукционный нагрев позволял существенно повысить эффективность магнитно-импульсного деформирования в целом.

Отличительная особенностью альтернативного использования индукционного нагрева является обеспечение высокого приращения по температуре и ограниченность по самой температуре. Последнее связано с исключением появления структурных изменений в металле и связанных с ними упругих свойств объекта. Таким образом, при рассмотрении нагрева путем генерирования в металле вихревых токов, одной из проблем технической реализации данной установки является не только выполнение качественных оценок электромагнитных динамических процессов в металле [1,6] но и оценки схемотехнической реализации непосредственно самой установки. Говоря об оценке динамических процессов, подразумевается определение условий получения высокого коэффициента трансформации инструмент-индуктор – нагреваемый объект и плотности индуцируемых токов для выполнения эффективной передачи энергии от источника к объекту. Путем решение соответствующей математической модели и выполнения численного эксперимента определяется наиболее оптимальная частота генерируемого источником поля.

В заключение можно добавить, что дальнейшие исследования в этом направлении позволяют оптимизировать качественные показатели систем индукционного нагрева, а так же их стоимостные показатели. Предложенные в работах доводы подтверждают целесообразность использование таких систем в качестве вспомогательного оборудования на станциях ремонта и обслуживания ТС.

### Литература

1. Слухоцкий А.Е., Установки индукционного нагрева. // Ленинградское издание. Энергоиздат. Л.:1981. -330с.
2. Богданов В.Н., Рыскин С.Е., Применение индукционного сквозного нагрева в промышленности. //Изд. «Машиностроение». М.-Л.:1965. -96с.
3. Вилиулина З., Зинин Ю., Проектирование тиристорного инверторно-индукторного закалочного комплекса с выходным трансформатором. // Пер. изд. «Силовая Электроника», №3'2007
4. Преобразователь для индукционного нагрева концов заготовок под пластическую деформацию и объемно-поверхностной закалки шлицевых
5. Белый И.В., Горкин Л.Д., Хименко Л.Т., Деформирование металлов импульсным электромагнитным полем с предварительным индукционным нагревом заготовок. //Кузнечно-штамповочное производство. М.:1984. №7. – с.6-8.
6. Батыгин Ю.В., Лавинский В.И. Магнитно-импульсная обработка тонкостенных металлов. –Т.2. – Харьков: МОСТ-Торнадо, 2002.- 288 с.

Черніков Олександр Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [cherni@khadi.kharkov.ua](mailto:cherni@khadi.kharkov.ua)

### СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ РОЗРОБКИ ЦИФРОВИХ ПРОТОТИПІВ ВИРОБІВ МАШИНОБУДУВАННЯ

Проектування об'єктів машинобудування вступило в новий етап свого розвитку, коли разом із зростанням складності проектів забезпечується скорочення термінів проектування та підвищення якості розробок, значною мірою за рахунок автоматизації і комп'ютеризації інженерних робіт. Найбільшого поширення дістали інтерактивні системи, які дозволяють конструктору в ході одержання проектних рішень вести діалог з комп'ютером на природній для інженера мові комп'ютерної графіки. У діалогових системах застосовуються геометричні моделі, як найбільш наочні і зрозумілі інженеру. Вони забезпечують впровадження математичних методів у проектування та технологічні процеси, займаючи все більш помітне місце як ефективний інструмент інженерів [1-4].

Одним з комплексів програмного забезпечення для виконання проектів великих машинобудівних вузлів є Autodesk Inventor, що включає середовища двовимірного, тривимірного параметричного проектування та інженерного аналізу конструкції. Також застосовуються програми Autodesk Simulation Mechanical і Autodesk Simulation CFD – для аналізу роботи виробу за його цифровим прототипом на основі використання кінцево-елементного аналізу конструкції (визначення припустимих навантажень і дослідження задач гідрогазодинаміки) Інноваційні технології – адаптивне проектування, висока продуктивність при проектуванні складань обсягом кілька тисяч компонентів, технологічні завдання підготовки керуючих програм для верстатів з ЧПК, проектування і побудова розгортки тонколистових виробів і колективні засоби розробки – сприяють швидкому та успішному розв'язанню конструкторських задач, оптимізації виробу з урахуванням граничних вимог, динамічних та кінематичних характеристик.

Динамічний аналіз контактної взаємодії дозволяє перетворити модель у реальний механізм, у якому при переміщенні тих чи інших деталей контролюється їхня взаємодія з оточенням. Якщо якась із деталей повністю зафіксована (позбавлена всіх ступенів свободи), то при контакті з нею механізм буде зупинятися, відбиваючи реальні проблеми в роботі майбутнього виробу. Автоматизовані інструменти контролю взаємних перетинів компонентів у складанні дозволяють правильно визначити посадку деталей.

На кафедрі ІКГ вказані технології викладаються давно і успішно. Багато з підготовлених останніми роками студентських доповідей та робіт одержали дипломи різних ступенів на міських, всеукраїнських і міжнародних конкурсах та олімпіадах. Останнім часом майже всі технічні кафедри університету використовують подібні комплекси програм в навчальній та науковій роботі, були проведені курси підвищення кваліфікації з комп'ютерного моделювання для викладачів. Завдяки цьому виконано декілька сумісних курсових та дипломних проектів з випусковими кафедрами механічного, автомобільного та дорожньо-будівельного факультетів, деякі їх приклади наведені на рис. 1.

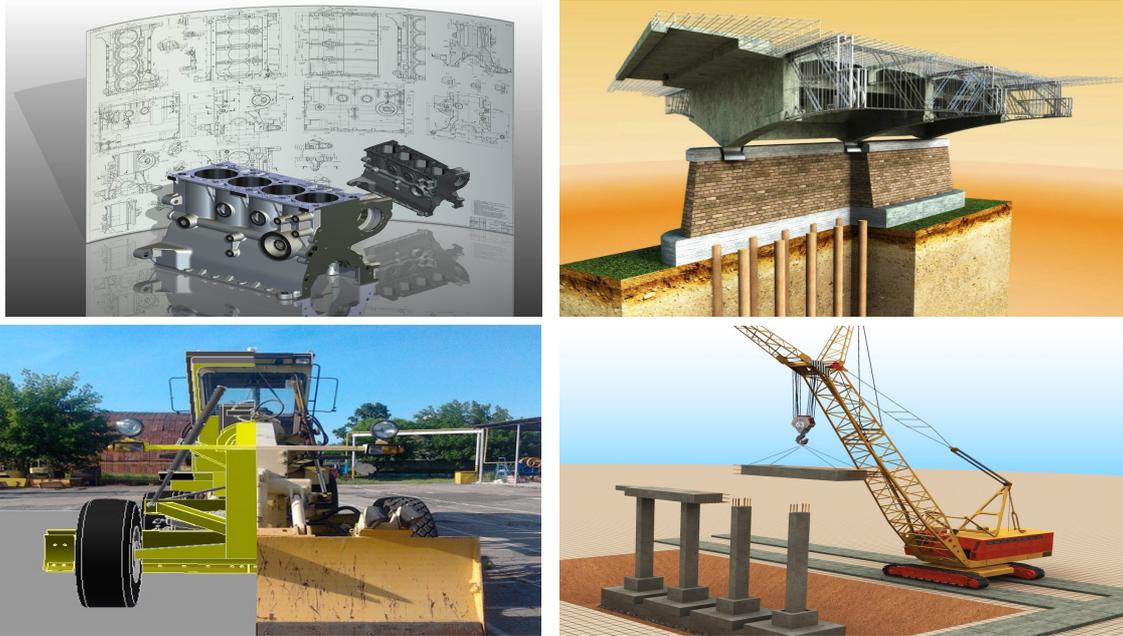


Рисунок 1 – Приклади студентських розробок

Аналіз існуючих програм комп'ютерного моделювання показав, що їхні сучасні версії мають подібні можливості. Наш вибір зупинено на програмах фірми Autodesk, через можливість використання більш 100 різних додатків і, у тому числі, можливістю одержання безкоштовних навчальних ліцензій для студентів, викладачів і навчальних аудиторій університету. Крім того, через відзначену подібність технологій проектування, фахівцям, після навчання програмним продуктам Autodesk, не складе великих труднощів освоїти інші системи, що традиційно використовуються на підприємстві.

## Література

1. Тремблей Т. Autodesk® Inventor® 2013 и Inventor LT™ 2013. Основы. Официальный учебный курс / Т. Тремблей : Пер. с англ. Л. Талхина. – М.: ДМК Пресс, 2013. – 344 с.
2. Younis, W. Up and Running with Autodesk® Inventor® Simulation 2011 (A step-by-step guide to engineering design solutions) / Wasim Younis. – Oxford: Elsevier Inc., 2010. – 444 p.
3. Черников А.В. Геометрические модели в исследованиях физических и технологических процессов // Геометричне та комп'ютерне моделювання: Зб. наук. праць – Харків: ХДУХТ, 2006. – Вип. 17. – С. 159-163.
4. Кириченко И.Г. Анализ программных средств компьютерного проектирования строительных и дорожных машин / И.Г. Кириченко, А.В. Черников // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сборник научных трудов. – Вып. 65-66. – Харьков, ХНАДУ, 2014. – С. 68-74.

Цибульський Вадим Анатолійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЩОДО ВПЛИВУ АКТИВНОГО МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ НА ПАРАМЕТРИ ВІДБИТКІВ КОНІЧНОГО ІНДЕНТОРА

Вплив мастила і поверхнево активних речовин (ПАР) на характеристики твердості металів, що визначається нанесенням пластичних відбитків за допомогою інденторів, до цього часу вивчено недостатньо.

Хенкінс [1] встановив, що змащування вазеліном, олеїном або водяною емульсією гострого наконечника (індентора), наприклад, конуса з кутом при вершині  $\pi/2$  рад., може викликати зміни діаметрів відбитків на 4 %.

Большаніною М. А. [2] встановлено, що при достатньо великих (більше 10 кН) навантаженнях на жорсткий конічний пуансон, що вдавлюється в пластичні метали, виявляється помітний вплив навіть неактивних мастил.

При вдавлюванні кульки зміни діаметра дуже незначні. Вплив мастил на твердість, яку виявляють кульковою пробою, вивчалося авторами [3].

На кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ вивчався вплив змащувально-пластифікуючої дії 0,2 % розчину пальмітинової кислоти в медичному вазеліновому маслі на параметри відновлених пластичних відбитків стандартного конічного індентора, який використовується для вимірювання твердості металів за методом Роквелла.

Глибина відновленого пластичного відбитка, яка визначається величиною проникнення конічного індентора і діаметр цього відбитка, який вимірювався по вершині напливу, є величинами відносно незалежними: співвідношення цих параметрів в значній мірі залежить від пластичності метала [4]. Тому одночасно проводилось вимірювання і глибини і діаметра відбитка.

Ребіндер П. А. відмічав, що при пластичній деформації як монокристалів металів, так і полікристалічних тіл в умовах дії ПАР завжди спостерігається значна зміна пачок ковзання або структури деформованого метала. В зв'язку з цим представляє інтерес оцінка впливу ПАР на геометричну форму відбитку шляхом порівняння величин дисперсій.

Вдавлювання індентора проводилось в два сталєних зразки, які представляють собою зразкові міри твердості типів МТБ і МТВ. Міра твердості МТБ мала номінальне значення твердості по Брінеллю 104,5 *HBW*, що практично по твердості відповідає відпаленому залізу. Міра твердості МТВ мала значення твердості 427 *HV* (~ 43,5 *HRC*).

При виборі вказаних об'єктів випробувань (матеріалів) керувались тим, що ПАР можуть по різному впливати на м'які та тверді матеріали. Використання зразкових мір твердості в якості об'єктів випробувань повинно було забезпечити найменшу дисперсію параметрів відбитків – глибини проникнення індикатора  $h$  і діаметра відбитка по вершині напливу  $d$ .

Вдавлювання алмазного наконечника проводилось на приладі ТК-2М для вимірювання твердості за методом Роквелла.

Середня відстань між центрами відбитків на плитці МТВ складало 4,0, а на плитці МТВ біля 2,8 мм, що забезпечувало відсутність взаємного впливу напливів навколо відбитків при візуальному контролі.

Перед нанесенням відбитків робочі поверхні плиток МТВ і МТВ промивались авіаційним бензином і протирались насухо; вдавлювання проводилось в технічно чисті (не змащені) поверхні.

Після закінчення цієї серії експериментів поверхні інтенсивно змочувались 0,2 % -м розчином пальмітинової кислоти і витримувались в ексикаторі (МТВ – 3,5 доби а МТВ – 1,5 доби). Проникання індентора проводилось в інтенсивно змочені поверхні.

Глибина проникання індентора визначалась за формулою

$$h = c \cdot (100 - HRC), \quad (1)$$

де  $h$  – глибина проникнення індентора, мм;

$c$  – ціна поділки індикатора твердоміра (ціна поділки, що відповідає одній одиниці шкали твердості HRC), мм/поділку;

$HRC$  – значення твердості, яке відліковується по шкалі  $C$  індикатора твердості.

Окрім глибини проникання проводився вимір діаметра  $d$  відбитків по вершині напливу. Для виключення систематичних похибок, які визиваються можливими відхиленнями форми алмазного наконечника від геометрії кругового конуса і не перпендикулярністю шпинделя з наконечником до поверхні стола приладу, вимір діаметра кожного відбитка проводився в двох взаємно перпендикулярних напрямках.

На кожній із плиток було виконано по 60 «сухих» і стільки ж «змащених» відбитків. Група з 16 відбитків на незмащеній поверхні МТВ (виконаних з одного краю плитки) не задовольняла умові однорідності статистичної інформації по параметру глибини проникання  $h$  і була виключена з подальшого аналізу після перевірки по  $t$ -критерію Стьюдента. Раніше, шляхом побудови гістограм, встановлено, що емпіричний розподіл розмірів діагоналей відбитків при вимірі мікротвердості, а також діаметрів відбитків і глибини проникання при вимірах твердості сталей мають незначну скошеність і близькі до нормального розподілу.

Оцінка впливу розчину (ПАР) на величини  $h$  і  $d$  проводилась за допомогою критеріїв математичної статистики. З цією метою розраховувались наступні характеристики окремо для  $h$  і  $d$ : середнє арифметичне значення параметра відбитка, емпірична вибіркова дисперсія, середнє квадратичне відхилення, коефіцієнт варіації.

Далі проводилась перевірка статистичних гіпотез.

В результаті порівнянь середніх значень параметрів  $h$  і  $d$  за критерієм Стьюдента встановлено:

– для матеріалу малої твердості (МТВ) наявність на поверхні ПАР при надійності висновку  $P = 0,999$  зменшує глибину відбитку, а також з надійністю 0,95 зменшує діаметр відбитку;

– для матеріалу середньої твердості (МТВ) наявність змазки з надійністю висновку 0,999, навпаки збільшує глибину відбитку; відносно впливу змазки на величину діаметра відбитку питання залишається відкритим, так як нульову гіпотезу про рівність середніх не було спростовано (розраховане значення критерію дорівнювало 1,145).

Порівняння дисперсій за критерієм  $F$ -Фішера дозволило встановити наступне:

– для матеріалу малої твердості (МТВ) дисперсія величини діаметра відбитку збільшується при наявності змазки з надійністю висновку  $P = 0,95$ ; для глибини відбитку підрахована величина критерію  $F$  виявилась меншою критичного значення 1,63 при надійності 0,95, тому розходження дисперсій не є статистично значущим;

– для матеріалу середньої твердості (МТВ) наявність змазки збільшує дисперсію глибини відбитку з надійністю висновку 0,95; з такою ж надійністю можна прийняти гіпотезу про рівність дисперсій діаметра.

Було встановлено, що для незмащеного матеріалу МТВ, а також для змащеного матеріалу МТВ коефіцієнти варіації діаметра суттєво менше варіацій глибини відбитка. Для інших випадків суттєвість різниці варіацій не було доведено.

Таким чином:

– для матеріалу малої твердості (104,5 НВW) при вказаних вище умовах наявність 0,20 % розчину пальмитинової кислоти в вазеліновому маслі зменшує як глибину відновленого відбитка (на 0,67 %), так і його діаметр по вершині напливу (на 0,16 %);

– для сталі з твердістю 427 НV наявність активного мастила викликає збільшення глибини відбитка на 0,18 %; при цьому різниця в діаметрах відбитків, які виконано на незмащеній і змащеній поверхнях, не є статистично значущою.

### Литература

1. О'Нейль Г. Твердость металлов и её измерение:[пер. с англ.]/Г. О'Нейль. – М.- Л.:Металлургиздат, 1940. – 376 с.
2. Венецкий И.Г. Теория вероятностей и математическая статистика / И.Г. Венецкий, Г.С. Кильдишев. – М.: Статистика, 1975. – 264 с.
3. Гогоберидзе Д.Б. К вопросу о влиянии поверхностно-активных веществ на результаты измерения твердости и микротвердости на вдавливание и предела прочности на растяжение / Д. Б. Гогоберидзе, Н. А. Кобацкий В. Б.Сахов // Журнал физической химии. – 1953. – Т.27. – Вып. 4. – С. 606.
4. Кузнецов В.Д. К вопросу о влиянии смазочных сред на процесс вдавливания заостренного индентора в пластичные металлы / В.Д. Кузнецов, А.И. Лоскутов // Физика металлов и металловедение. – 1956. Т. 2. – Вып. 3. – С. 509-514.

Цыбульский Вадим Анатольевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [tsybulsky.vadim@yandex.ru](mailto:tsybulsky.vadim@yandex.ru)  
Савченков Борис Васильевич, к.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **КОМПЛЕКСНЫЙ ПАРАМЕТР ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ И ВЫБОРА МАТЕРИАЛА ДЕТАЛЕЙ**

При проектировании машин, конструировании их узлов выполняются проектировочные расчеты на прочность отдельных элементов, выбираются соответствующие материалы, отвечающие условиям работы деталей в узле. При расчетах на прочность сейчас нет необходимости закладывать завышенные коэффициенты запаса прочности, так как это приводит к необоснованным дополнительным расходам металла, утяжелению конструкции и, как следствие, к ухудшению целого ряда эксплуатационных характеристик транспортных средств (снижение грузоподъемности, увеличение расхода топлива и др.). Досконально отработанные методики расчетов на прочность, принятые критерии оценки прочностных свойств позволяют практически исключить вероятность выхода деталей из строя вследствие их разрушения. Единичные случаи разрушений (остаточных пластических деформаций) почти всегда можно объяснить нарушениями условий эксплуатации (например, перегрузкой или неправильными действиями оператора) или конструктивно-технологическими дефектами материала деталей.

Гораздо хуже в настоящее время обстоят дела со многими деталями машин в плане их долговечности, которая определяется не прочностными характеристиками материала, а, например, его износостойкостью, коррозионной стойкостью. Детали приходится заменять новыми или подвергать ремонтным воздействиям из-за нарушений размерной точности сопряжений, снижения технико-экономических характеристик машин. Из-за сложности процессов, происходящих при трении и изнашивании, в настоящее время не существует унифицированных методик расчета на трение и изнашивание. Частные методики для конкретных деталей и узлов дают существенные погрешности (доходят до 70 %) при минимальных расхождениях в условиях работы. Поэтому при проектировании машин для отдельных, наиболее ответственных деталей и узлов, определяющих их работоспособность, обычно проводят экспериментальные исследования износостойкости и долговечности. При экспериментальном исследовании износостойкости материалов представляется весьма важным вопрос выбора критерия износостойкости.

Среди основных факторов, влияющих на износостойкость материала деталей, выступают его механические свойства. Большинство публикаций [2,3] посвящены исследованию влияния твердости материалов на износостойкость в различных условиях трения и изнашивания. Такое внимание к твердости

обусловлено тем, что испытания твердости обладают рядом достоинств (простота и высокая оперативность) по сравнению с другими механическими испытаниями. Интерес к твердости, как характеристике механических свойств обусловлен также тем, что твердость отражает состояние поверхностных слоев материала деталей, которые претерпевают изнашивание. По сей день твердость выступает регламентируемой характеристикой механических свойств при производстве многих ответственных деталей транспортной техники (коленчатые и распределительные валы, гильзы цилиндров, зубчатые колеса и др.). На наш взгляд это совершенно неверно.

Многие исследователи отмечают, что одна характеристика твердости материала не может быть использована как показатель износостойкости [1, 2]. Ни одна из стандартных характеристик механических свойств материалов не может в единственном числе однозначно определять их износостойкость, так как не учитывает всей полноты силового воздействия (напряженно-деформированного состояния) на контакте в момент формирования и отделения частицы износа.

Существует два возможных пути поиска критерия износостойкости: создание нового критерия и подбор характеристик из числа стандартизованных для объединения их в один комплексный показатель. Многочисленные исследования и полученные при этом результаты подтверждают правильность второго подхода [1, 2, 4].

Выполненные нами теоретические и экспериментальные исследования позволили предложить параметр ( $\delta^n \cdot H^m$ ), характеризующий прочностные ( $H$ ) и деформационные ( $\delta$ ) свойства материалов. В качестве характеристики твердости ( $H$ ) материала из числа стандартизованных может быть взята, к примеру, твердость по Бринеллю  $HBW$  или по Виккерсу  $HV$ . В этом случае комплексный параметр приобретает физический смысл, определяемый его размерностью (работа / объем). Такую размерность имеет удельная работа, которая, например, в случае испытаний образцов на растяжение характеризует способность материала поглощать энергию при пластическом деформировании. По нашему мнению, более обоснованным показателем твердости для комплексного критерия является твердость материала по Людвигу  $HK_{120}$ , значение которой в мегапаскалях вычисляется по формуле

$$HK_{120} = \frac{4P}{\pi \cdot d^2}, \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр восстановленного отпечатка, оставленного коническим алмазным индентором при определении твердости по Роквеллу;

$P = 1471 H$  – максимальное значение действующей на конический индентор общей нагрузки.

В качестве характеристики пластичности ( $\delta$ ) материала целесообразно принять относительное удлинение  $\delta_{5B}$ , соответствующее максимальному усилию  $P_{\max}$  на диаграмме растяжения независимо от вида остаточной

деформации (равномерная или неравномерная). Эту характеристику можно определять косвенно неразрушающим методом, идентифицированным с определением твердости тем же коническим индентором по методу Роквелла [5]. Выбрав в качестве характеристики твердости материалов число  $HK_{120}$ , мы обеспечиваем возможность использовать ее для оценки твердости как для сталей с твердостью от 100 до 450  $HB$ , так и для более твердых, для которых предпочтительней определять твердость по шкале  $HRC$ .

Предложенный параметр  $(\delta^n \cdot H^m)$ , на наш взгляд, может быть использован не только как критерий для оценки износостойкости, но и как параметр для оптимизации режимов упрочняющей технологии. Наши исследования для трех марок сталей показали, что между износостойкостью и параметром  $(\delta^n \cdot H^m)$  существует сложная связь, описываемая полиномом второй степени, с выраженным экстремумом, соответствующим минимуму интенсивности изнашивания [1]. Это значит, что мы должны добиваться таких значений параметра, при которых износ будет наименьшим. То есть с его помощью можно выполнять оптимизацию режимов термической обработки и осуществлять контроль качества термической обработки. Очевидно, что не для всех материалов удастся обеспечить требуемый диапазон значений комплексного параметра. В таком случае мы должны исключать эти материалы, поскольку они не соответствуют предъявляемым к ним требованиям.

Авторы работы солидарны с теми учеными, которые считают, что методы испытаний на твердость еще должным образом не оценены. Последние годы интенсивно развиваются технологии, которые инициировали многочисленные исследования в области твердомерии.

## Литература

1. Цыбульский В.А. К выбору критерия износостойкости при испытаниях материалов на трение и изнашивание / В.А. Цыбульский, Б.В. Савченков, Ю.В. Дудукалов // Вестник ХНАДУ: Сб. научн. тр. – Вып. 12-13. – Харьков: ХНАДУ, 2000. – С. 79-81.
2. Виноградов В.Н. Абразивное изнашивание / В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин, М.Г. Колокольников. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ / 2-е изд., перераб. и доп. И.В. Крагельский – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
4. Дюмин И.Е. Оперативный контроль механических свойств деталей и заготовок / И.Е. Дюмин, Ю.К. Калугин, Г.Я. Ямпольский, И. В. Южаков, Б. В. Савченков, Г. И. Леонов. – Киев: Техника, 1991. – 102 с.
5. Южаков И.В. Метод определения пластичности поверхностных слоев материалов / И.В. Южаков, Г.Я. Ямпольский, Ю.К. Калугин // Стандартизация и унификация методов испытаний на трение и износостойкость: Тез. докл. Всесоюзн. научно-техн. конф. – Москва: ВСНТО, 1976. – №3. – С.120-124.

Bgantcev V. N. , Cand.Sci. (Tech.), Snr.Res.Fell., Snr.Res.Fell. of Dept.,  
Avramenko A. N. , Cand.Sci. (Tech.), Snr.Res.Fell. of Dept.,  
Kondratenko O. M. , Cand.Sci. (Tech.), Lead Eng. of Dept.,  
Piston Power Plants Dept. of A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering  
Problems of NAS of Ukraine, dppp@ipmach.kharkov.ua

## **PROSPECTS OF USING PETROL AND ALCOHOL MIXTURES BY PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

The problem of use of alternative fuels in internal combustion engines (ICE) in recent years is the most relevant in relation to the situation that has arisen in the world to date – a decreasing of reserves and increasing in the price of fossil fuels. The potential of production of ethanol for passenger transport around the world is estimated at about 32 % of the consumed gasoline when using E85 (85 % alcohol) [1]. The possibility of substitution of such a level of traditional fuels draws attention to the problem of the use of renewable resources and the collateral damage to the environment in the form of seizure of agricultural land, pollution of water sources by pesticides, widely used in the production of raw materials for biofuels. One of the important technical requirements related to the use of ethanol in composition of benzoethanol (petrol and alcohol mixture) for ICE, is to increase its aggregate stability. When the temperature drops and increase the amount of water in the benzoethanol fuel occurs its delamination with the formation of two liquid phases. Tendency of the gasoline and alcohol mixtures to separation depends on the petrol composition, water and alcohol content in the composition. With increasing concentration of aromatic compounds in petrol and with increasing alcohol fraction contained in a mixed fuel, its cloud point temperature reduce [1]. The modern system of preparation of mixed fuels are used, as a rule, hydrodynamic, vortex and ultrasonic cavitators. A promising direction of researches is the development of small-dimension hydrodynamic cavitators which enable to maintain the benzoethanol stability on board the vehicle [2]. One of the drawbacks of this type of alternative fuel is its high corrosion activity [3].

This subject of research is one of the basic directions of work of Piston Power Plants Dept. (DPPP) of A.N. Podgorny Institute for Problems in Machinery of NASU (IPMash NASU) [2-5]. The DPPP Laboratory is equipped with the engine test bench (ETB), in which the object of research is the transport piston engine MeMZ-307.1 (automobile, gasoline, four-in-line vertical arrangement of cylinders and liquid cooling) [4, 5]. Given the decline of net calorific value of benzoethanol fuel the engine has been primarily adapted to ensure efficient operation on gasoline and benzoethanol [6]. Adaptation carried out by reprogramming the electronic control unit (ECU) and the change of the characteristic maps, in which the engine is running, depending on the mode (increased length of fuel injection in the study mode, and ignition timing is adjusted interactively using appropriate software). In the ECU was entered additional program to ensure effective operation of the engine on benzoethanol. In this paper carried out comparative studies of characteristics of the MeMZ-307.1 transport engine operating on petrol mark A95 and benzoethanol mark E85 on a ETB. The ETB

consists of a motor bench and measuring equipment capable of measuring engines indicators of work and test conditions. ETB includes the DC balancing dynamometer type DS 926-4/V with integrated speed sensor and a weight device for measuring the torque, the motor-generator, thyristor excitation unit, control cabinet, control panel.

On the test modes (maximum torque and nominal power) effective efficiency ( $\eta_e$ ) of engine adapted to mark E 85 benzoethanol is higher than not adapted engine as well as of petrol version by 6.6 % and by 6.7 % (on maximum torque mode and nominal mode respectively). Indicators of exhaust gas (EG) emissions of benzoethanol engine is significantly better than indicators of gasoline engine. An exception is the content of nitrogen oxides in EG, which at nominal mode higher for benzoethanol engine than gasoline engine (ETB exhaust system has no car catalytic converter). The values of the air excess factor ( $\alpha$ ) on the said modes were, respectively, 0.96 and 0.97, and the EG temperature decreased on 54 °C and 93 °C. Excess of benzoethanol E85 consumption compared to gasoline consumption by 35.5 % and 31.5 % for the said modes explained by the difference of the specific heat of combustion, which is 64%. For the most favorable compromise between power, efficiency and toxicity of an engine running on benzoethanol must be coordinated regulation of the ignition timing depending on excess air ratio. Also promising research direction are improving the efficiency of application of benzoethanol in the ICE by the developing a sensor that is integrated into the car standard fuel system, which evaluates the composition of the mixed fuel, and the allows car ECU to choose autonomously the most effective control program (for petrol and benzethanol).

### References

1. Kim S., Dale B. (2004), "Global potential bioethanol production from wasted crops and crop residues", *Biomass and Bioenergy*, Vol. 26, pp. 361 – 375.
2. Avramenko A.M. (2012), "Doslidjenn'a procesu prygotuvann'a benzoetanolu z vykorystann'am laboratornogo gidrodynamichnogo kavitatora" [Research of bioethanol preparation process using hydrodynamic laboratory cavitator], *Modern problems of mechanical engineering: Abstracts of young scientists and specialists conference of AM Podgorny IPMash NASU*, November, 5 – 8, pp. 48.
3. Bgantcev V.N., Kireeva V.N. (2013), "Issledovanuje korrozionnoj aktivnosti benzoetanolv razlichnogo sostava, poluchennyh s ispol'zovanijem novyh tehnologij" [Research of corrosion activity of different composition benzoethanols obtained by using new technologies], *Herald of KhNADU*, Vol. 60, pp. 118 – 122.
4. Levterov A.M., Levterova L.I., Gladkova N.Ju., Marakhovsky V.P., Avramenko A.M. (2012), "Raschetno-eksperimental'nyje issledovanija harakteristik avtomobil'nogo dvigatel'a na benzoetanol'nyh smes'ah" [Computational and experimental studies of the characteristics of automobile engine on benzoethanol mixtures], *Herald of NTU "KhPI"*, Issue 27, pp. 107 – 113.
5. Marakhovsky V.P., Avramenko A.M. (2013), "Pokaznyky roboty avtomobil'nogo dvyguna na benzoetanoli riznogo skladu" [Performance indicators of automotive engine on benzoethanol of various composition], *Automotive transport*, Issue 32, pp. 29 – 35.

6. Bgantcev V.N. (2014), “Osnovnyje napravlenija adaptacyi transportnyh dvigatelej k benzospirtovym toplivam” [The main directions of adaptation of transport engines to the gasoline-alkohol fuels], Automotive transport, Issue 35, pp. 110 – 113.

Vambol' S.O., Dr.Sci.(Tech.), Prof., Head of Dept., Kondratenko O.M.,  
Cand.Sci.(Tech.), Docent of Dept., kharkivjanyn@i.ua  
Applied Mechanics Dept. of Technogenic and Ecological Safety Faculty of National  
University of Civil Defense of Ukraine  
Semykin V.M., 1<sup>st</sup> rank Eng. of Dept., dppp@ipmach.kharkov.ua  
Piston Power Plants Dept. of A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering  
Problems of NAS of Ukraine

## **PROBLEMS OF PARTICULATE MATTER MASS EMISSION IN DIESEL EXHAUST EXPERIMENTAL DETERMINATION**

Requirements for the ecological characteristics of diesel vehicles obligatory in the territory of Ukraine, the Russian Federation and the European Union, as fixed legislatively – UNECE Regulation № 49 and № 96 level of EURO III, IV and V respectively [1]. These documents defines a list of normed pollutants in the exhaust gas (EG) of diesel engines, limits for their mass emissions, bench testing methodology and a list of stationary test cycles modes (13 and 8 respectively), is a model of the operation of such vehicles. This sets the method for measuring a mass emissions of particulate matter (PM) – gravimetric and means of its realization – full- or partially-flow tunnels. The high cost of manufactured tunnels, extreme science intensity of their development and the complexity of their certification determine the need to find methods and means for determining the of PM mass emissions, alternative for tunnels and suitable for preliminary and comparative laboratory studies [1].

In Piston Power Plants Dept. of A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine developed particulate matter filter (DPF) with new modular unconventional construction for diesel vehicles in operation. Thus its operating characteristics under real operating conditions determined during the bench experimental studies. They were carried out on the engine test bench (ETB), equipped with an autotractor diesel engine D21A1 (2Ch10.5/12), but isn't equipped with a tunnel [1]. Test programs are based on standardized stationary testing 13 and 8-mode cycles, which are a models of operation of the vehicle [1]. The main operating characteristics of the developed DPF is the efficiency coefficient  $K_{CE}$  of cleaning a diesel EG flow from the PM, which defines by the following formula [1]:  $K_{CE}(G_{PM}) = (G_{PM.ICE} - G_{PM.DPF}) \cdot 100 / G_{PM.DPF}$ , %, where  $G_{PM}$  – PM mass emission with diesel EG, kg/h; indexes *ICE* and *DPF* refers to cases of absence and presence of DPF in the exhaust system of a diesel engine. This raises the following problems, the solution of which require the use of appropriate approaches.

*The approach to determining of PM mass emissions.* It involves direct measurement of EG samples opacity (by Opacimeter INFRAKAR-D) and the volume con-

centration of unburnt hydrocarbons in EG (Five-component gas analyzer AUTO-TEST-02.03.P) [1], and the recalculation of these data into units of a of PM mass emissions according to the formula proposed by I.V. Parsadanov (Dr.Sci.(Tech.), Prof., NTU "KhPI") and obtained in certification tests of the autotractor diesel engine SMD-31 of the company Ricardo bench, equipped with a full-flow tunnel [1].

$$G_{PM} = \left( 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot N_D + 5 \cdot 10^{-5} \cdot N_D^2 + 0,145 \cdot \frac{C_{CH} \cdot 4,78 \cdot 10^{-7} \cdot (G_{air} + G_{fuel})}{0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_{fuel}} + 0,33 \cdot \left( \frac{C_{CH} \cdot 4,78 \cdot 10^{-7} \cdot (G_{air} + G_{fuel})}{0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_{fuel}} \right)^2 \right) \times \frac{(0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_{fuel})}{1000},$$

where  $N_D$  – light absorption coefficient of EG sample, %;  $C_{CH}$  – volume concentration of unburned hydrocarbons of EG sample, ppm;  $G_{air}$  и  $G_{fuel}$  – mass flow of air and fuel in the diesel engine on steady-state operation, kg/h.

*The approach to the implementation of standardized test cycles.* The list of operating modes of diesel engine included in above-mentioned standardized test cycles, there are modes, the implementation of which (transferred on this mode and its characterize parameters automatic maintenance) is difficult for diesel engines and the ETB, not equipped with an electronic control system – this is the mode with zero and closest to it effective power [1]. The second problem in this case is a hit of measured values in the area of the lower measuring range of measuring instruments of ETB and, as a consequence, the output of errors of their measurement beyond the limits of established by standards [1]. Therefore, the parameters of the diesel engine and DPF for the modes from the list of toxicity regulations obtained in the study of polynomials derived when describing by the linear regression method of the results of motor tests, in which registered the following characteristics of a diesel engine: the external speed, the loading with the engine speed of maximum torque mode, the loading with the engine speed of nominal power mode and the characteristic of idling [1].

*The approach to comparative tests of various designs DPF.* These tests were carried out as part of the exhaust system of ETB in order to obtain DPF working characteristics by registering one external speed characteristics of diesel engine that has the following features [1]: 1) exhaust gas flow along it (the exhaust gas mass flow rate per unit of the characteristic section of the experimental sample) changes in the most widely for diesel; 2) it contains a maximum torque mode, which is usually observed global minimum air excess factor  $\alpha$  in the diesel engine operating conditions (the so-called "smoke limit" at  $\alpha$  equal to 1.3) and, as a result, the global maximum exhaust smoke. Also on this mode there is a global maximum of EG temperature. It is also important that on this mode at the absence of autotractor diesel engine electronic control systems, the rest of his work parameters agreed to achieve global minimum specific fuel consumption; 3) it contains a diesel engine nominal power operating mode, in which there is a global maximum weight hourly fuel consumption; 4) on its mode EG temperature is changed in the range that sufficient for prediction it depending on the operating characteristics of the experimental sample.

## References

1. Kondratenko O.M., Stokov O.P., Vambol' S.O., Bgantcev V.M. (2014), "Osoblyvosti vyznachenn'a masovogo vykydu tverdyh chastynok u vidprac'ovanyh gazah dylel'a" [Features of determining particulate matter mass emissions in the diesel exhaust gases], *Automotive transport*, no. 2 (33), pp. 99 – 102. [in Ukrainian].

Tropina Albina Albertovna, Dr. Sci., Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, [atropina@princeton.edu](mailto:atropina@princeton.edu)

Vovk Yevgenii Gennadievich, PhD student, Kharkiv National Automobile and Highway University

Shneider Mikhail Naumovich, Dr. Sci., Senior Research Scientist, Princeton University

## ADVANCED COMBINED DISCHARGES IGNITION IN DIFFERENT FUELS

It is well understood that achieving an ignition process that combines energy efficiency and engine emissions reduction in spark-ignition engines is a very complicated problem. The ignition system must function with the engine operating at high pressures, over a wide range of loads, with different turbulent intensities and optimum timing and must provide the reduction of greenhouse gas emissions associated with vehicles. One of the ways to address the above problems is to use combined discharges ignition with different controllable characteristics for enhanced ignition and combustion, when a first short-pulsed laser discharge serves as a source of initial seed electrons and excited particles for the second discharge with a controllable energy input. Main theoretical question here is connected with an ambipolar recombination decay of the laser discharge in different fuels because this process is responsible for the different ignition delay time.

Dynamics of the ambipolar recombination decay in the lean methane-air mixture is shown in Fig. 1 at time  $t=40$  ns. It was obtained that at  $t=20$  ns we still had a quasi-neutral plasma channel but stratification of charge increased with time and since 30 ns a positive column had formed with a pool of negative ions and electrons on the boundary with a neutral medium ( Fig.1).

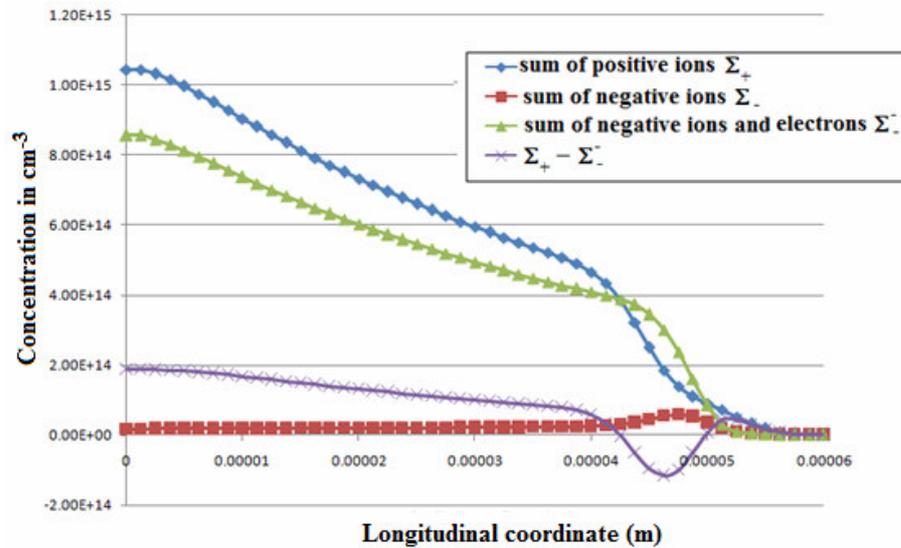
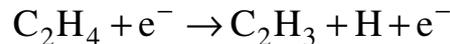
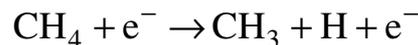


Figure 1 - Charged species distribution across the channel at t=40 ns

Concentration of negative ions is negligible small, but increases with time and these ions are mainly located on the boundary between plasma channel and the neutral medium. According to calculated results not so much difference between ambipolar recombination decay in different fuels. Because of the high reduced electric field values some part of fuel are cracked by the discharge. For example, for the lean ethylene-air mixture ( $\Phi=0.5$ ) at t=30 ns – 4% of fuel are cracked, at t=60 ns – 8% of fuel are cracked mainly according to reaction



The same dependence is observed for the lean methane-air mixture but the main cracking reaction is



Concentration of formed atoms of hydrogen as well as concentration of  $\text{CH}_3$  and  $\text{C}_2\text{H}_3$  is maximum on the channel axis. All that leads to the non-uniform distribution of fuel across the channel (Fig.2) with a minimum on the axis (leaner mixture) and maximum on the boundary of the channel with the neutral medium (richer mixture).

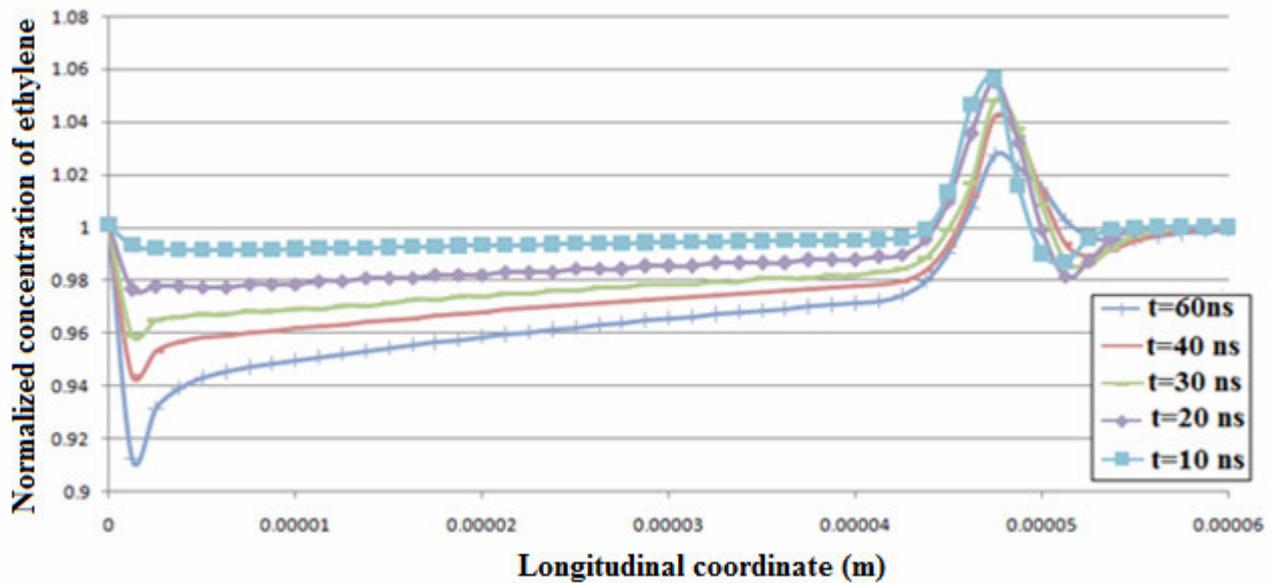


Figure 2 - C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> distribution across the channel for the ethylene-air mixture with  $\Phi=0.5$  at different moments

We considered plasma decay started with the maximal initial concentration of electrons in the plasma channel  $n_{e0} = 1.25 \cdot 10^{16} \text{ cm}^{-3}$ . According to the calculation results for the lean mixture after 10 ns concentration of electrons is twice lower compared with the initial value, after 20 ns it is in 5 times lower and after 50-60 ns concentration of electrons is lower than 5%. This data forms initial conditions for the second discharge with the controllable energy input depending on the conditions at the ignition point.

Абрамчук Федор Иванович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Бойчук Максим Витальевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА СЖИЖЕННОМ НЕФТЯНОМ И ПРИРОДНОМ ГАЗАХ

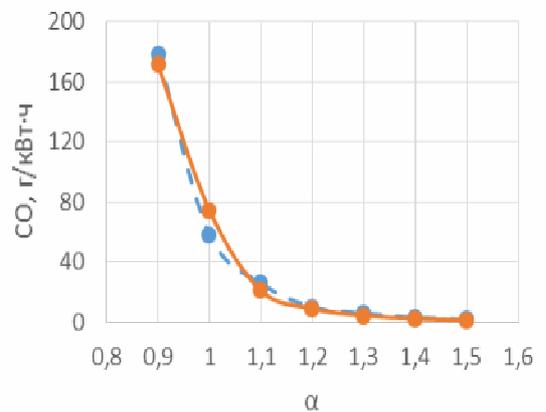
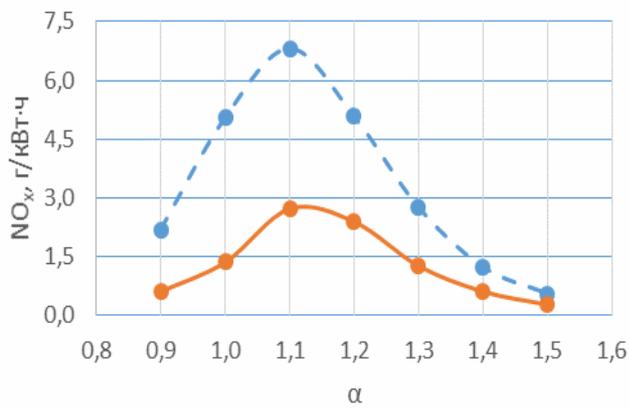
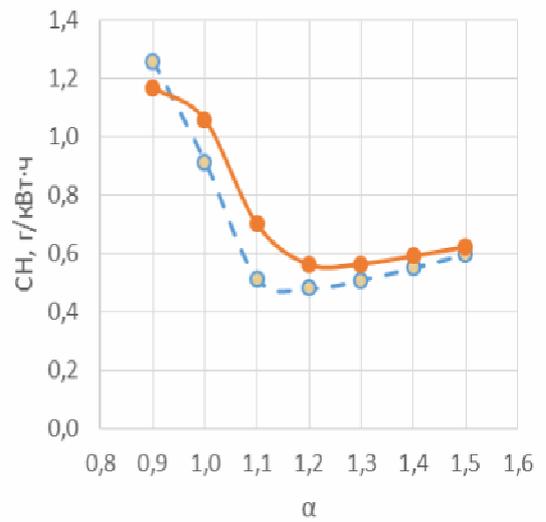
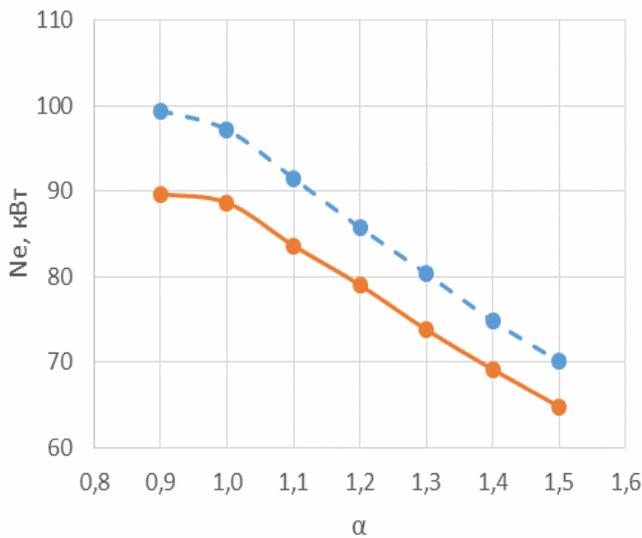
Появление на рынке газовой аппаратуры 5-го поколения, которое позволяет подавать сжиженный газ во внутренний коллектор совершенствуя рабочий процесс газового двигателя. Очень важно определить преимущество и недостатки рабочего процесса при работе двигателя на сжиженном нефтяном газе и на природном газе.

Поэтому, выполнены расчеты рабочих процессов газового двигателя с исходными данными, которые сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Название величины		Обозначение	Чисельное значение
Частота вращения коленчатого вала		$n, \text{хв}^{-1}$	4200
Число цилиндров		$i$	4
Диаметр цилиндра		$D, \text{мм}$	88
Ход поршня		$S, \text{мм}$	82
Длина шатуна		$L, \text{мм}$	136
Среднее проходное сечение		$f_{sm}, \text{м}^2 \cdot 10^{-3}$	0,972
Фазы газораспределения	Открытие впускного клапана(до ВМТ)	$\varphi_1, \text{°ПКВ}$	12
	Закрытие впускного клапана (после НМТ)	$\varphi_2, \text{°ПКВ}$	32
	Открытие выпускного клапана (до НМТ)	$\varphi_3, \text{°ПКВ}$	64
	Закрытие выпускного клапана (после ВМТ)	$\varphi_4, \text{°ПКВ}$	12

Результаты расчетов представлены в виде графиков на рисунке 1.



—●— пропан-бутан —●— метан

—●— пропан-бутан —●— метан

—●— пропан-бутан —●— метан

—●— пропан-бутан —●— метан

Рисунок 1. Изменение мощности и концентрации вредных веществ в отработавших газах в зависимости от коэффициента избытка воздуха

Результаты проведенной работы показали, что у газового двигателя, работающего на метане выхлопные газы менее токсичны чем у двигателя, работающего на пропан-бутане, хотя и эффективная мощность ниже.

Врублевский Александр Николаевич, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Грайворонский Евгений Сергеевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ**

В настоящее время уровень развития CFD расчетных комплексов моделирования процессов смесеобразования и сгорания в дизеле позволяет их использовать не только при проектировании и исследовании двигателей, но и в случае разработки и апробирования методик диагностирования. Полученные в результате расчета данные позволяют расширить номенклатуру диагностируемых параметров, предложить пользователю эффективные методики, основанные на количественной оценке и глубоком анализе динамики изменения измеряемых величин. Очевидно, что использование моделей высокого уровня рассматриваемых процессов требует соответствующей адаптации методологии их создания и настройки. На кафедре ДВС ХНАДУ создана в среде AVL FIRE конечноэлементная модель для определения влияния конструктивных и регулировочных параметров на характеристики дизеля 6ЧН42/48. Компьютерное моделирование позволяет определить влияние на показатели процессов смесеобразования, сгорания, образования вредных веществ в отработавших газах целого комплекса диагностируемых с помощью системы DEPAS [1] параметров. К ним относятся характеристика изменения давления в цилиндре, параметры топливоподачи и работы механизма газораспределения. При создании компьютерной модели, используемой для отработки диагностических алгоритмов, были приняты следующие упрощения, позволяющие при необходимой точности сократить время расчета и снизить требования к быстродействию ПК: выбранная геометрия конечных объемов не требует перестройки сетки надпоршневого пространства в процессе сжатия-расширения; симметричное центральное расположение распылителя форсунки позволяет ограничиться сектором надпоршневого пространства, геометрия которого определяется количеством распыливающих отверстий; начало и конец расчета определяются закрытием впускных и открытием выпускных клапанов, соответственно. Тем самым учтена особенность организации газообмена по циклу Миллера, реализованная в дизеле 6ЧН42/48.

В результате расчета с использованием предложенной модели пользователь получает возможность определить зависимости регистрируемых характеристик от ряда конструктивных и регулировочных параметров систем газораспределения, подачи топлива, наддува и др.

Варбанец Р.А. Определение параметров рабочего процесса и диагностика главных среднеоборотных дизелей т/х «GREIFSWALD» / Р.А.Варбанец, Е.В.Белоусов, В.П.Савчук, В.И.Кырнац // Двигатели внутреннего сгорания, №1, 2015, с. 63-68.

## МЕТОДИКА ВЕРИФІКАЦІЇ МОДЕЛІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ З ВРАХУВАННЯМ ПОХИБОК ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВОПОДАЧІ

Успішність застосування оптимізаційних, діагностичних методик залежить від достовірності застосовуваних математичних моделей. Наприклад, особливості застосовуваних математичних моделей паливної системи дизеля з електронним управлінням впорскування [1] і явищ, яким при моделюванні процесу паливоподачі приділено підвищену увагу, розглянуті в [2, 3]. Адекватність результатів моделювання визначиться коректністю вибору вихідних даних і коефіцієнтів, застосовуваних у моделі. Перспективним являється підхід створення методик калібрування чи діагностування складних систем, при якому на підставі порівняння поля допустимого відхилення параметрів системи, з еталонною, визначається її працездатність (ефективність).

**Мета і постановка задачі.** У зв'язку з цим бажано провести таку ідентифікацію математичної моделі, яка дозволить не тільки підтвердити або спростувати її достовірність, а й уточнити значення «уточнюючих» коефіцієнтів. У такій постановці немає підстав користуватися лише одним показником адекватності, що має місце в традиційних завданнях верифікації. Доцільно в такому разі оцінити адекватність математичної моделі по безлічі локальних критеріїв близькості, тобто вирішувати задачу багатокритеріальної верифікації.

**Методика проведення верифікації.** Пропонується ідентифікацію математичної моделі виконувати шляхом зіставлення експериментальних і розрахункових показників описуваного процесу. Це дозволить визначити відповідність моделі реальному об'єкту і встановити її параметри.

Алгоритм верифікації обраний наступний.

- визначення початкової точки з набором для вихідного вектора параметрів ТА  $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_n)$ , де  $i$  – порядковий номер параметра,  $n$  – кількість параметрів;
- вибір меж зміни параметрів  $\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**}$ , які будуть визначати межі  $n$ -мірного паралелепіпеда. Тут  $\alpha_j^*$  і  $\alpha_j^{**}$  – мінімальне і максимальне значення, яке може приймати  $j$ -тий параметр;
- для даного паралелепіпеда визначення послідовності пробних точок  $N$  (складаються таблиці випробувань);
- отримання розрахункових векторів показників роботи об'єкта дослідження  $\Phi_i$ ,  $i \in 1, \dots, N$ ;
- в результаті обробки визначаються експериментальні вектори показників роботи об'єкта  $\Psi_i = \{\Psi_1 \pm \Delta\Psi_1, \Psi_2 \pm \Delta\Psi_2, \dots, \Psi_k \pm \Delta\Psi_k\}$ , які враховують похибку

вимірювання і обробки дослідних даних  $\Delta\Psi_k$ . З урахуванням зазначених похибок, можливі експериментальні показники, утворюють паралелепіпед;

- в ході порівняння розрахункових  $\Phi_i$  та експериментальних  $\Psi_i$  векторів показників ідентифікується математична модель. Модель ідентична, якщо хоча б одна точка розрахункової множини  $\Phi_i$  потрапляє в простір, обмежений паралелепіпедом експериментальних показників. У такому випадку область верифікації Did не порожня і складається з множини адекватних векторів  $\alpha_{idi}$ ;

- в тому випадку, якщо множина допустимих рішень Did порожня, слід уточнити похибки визначення показників роботи об'єкта  $\Delta\Psi_k$  та/або проаналізувати межі зміни параметрів  $\alpha_j^*$  і  $\alpha_j^{**}$ .

**Висновки:** в роботі запропонований метод верифікації математичних моделей процесів складних систем, сутність якого полягає в співставленні експериментальних і розрахункових показників описуваного процесу. Це дозволяє визначити відповідність моделі реальному об'єкту і встановити її параметри.

На прикладі паливної апаратури Common Rail показана можливість застосування даного методу верифікації для уточнення вихідних даних.

Даний метод може використовуватися для визначення поточних конструктивних і регулювальних параметрів системи яка діагностується.

### Література:

1. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.

2. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.

3. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки / А.Н.Врублевский // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – 2008. Вып. 22. – С. 109 – 117.

4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.

5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.

6. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки / А.Н.Врублевский // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – 2008. Вып. 22. – С. 109 – 117.

Врублевский Александр Николаевич, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Подлещук Сергей Олегович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК В ПРОГРАММНОМ ПРОДУКТЕ ECOTRON ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ.

Программный комплекс Ecotrons обеспечивает регистрацию и запись сигналов, поступающих с датчиков, установленных на двигателе и позволяет сформировывать дифференциальные зависимости для исполнительных элементов системы. Данные представляются в графическом виде, что позволяет в реальном времени оценить работу двигателя. Возможность наблюдения за каждым параметром двигателя как в отдельности, так и комплексно, позволяет определить параметр, требующий корректировки, а также оценить его влияние на работу двигателя.

Микропроцессорная система имеет преимущество в гибкости адаптации, то есть изменение параметров возможно в очень широком диапазоне, что позволяет использовать ее на двигателях от 35 до 150 см<sup>3</sup>. Универсальность ограничивается лишь выбором инжектора. Основные параметры и коэффициенты, задающие работу системы – это угол опережения зажигания, цикловая подача топлива, главный топливный коэффициент (ГТК), таблица (ГТК) и опережение зажигания во время старта и таблица обогащения топливом при пуске.

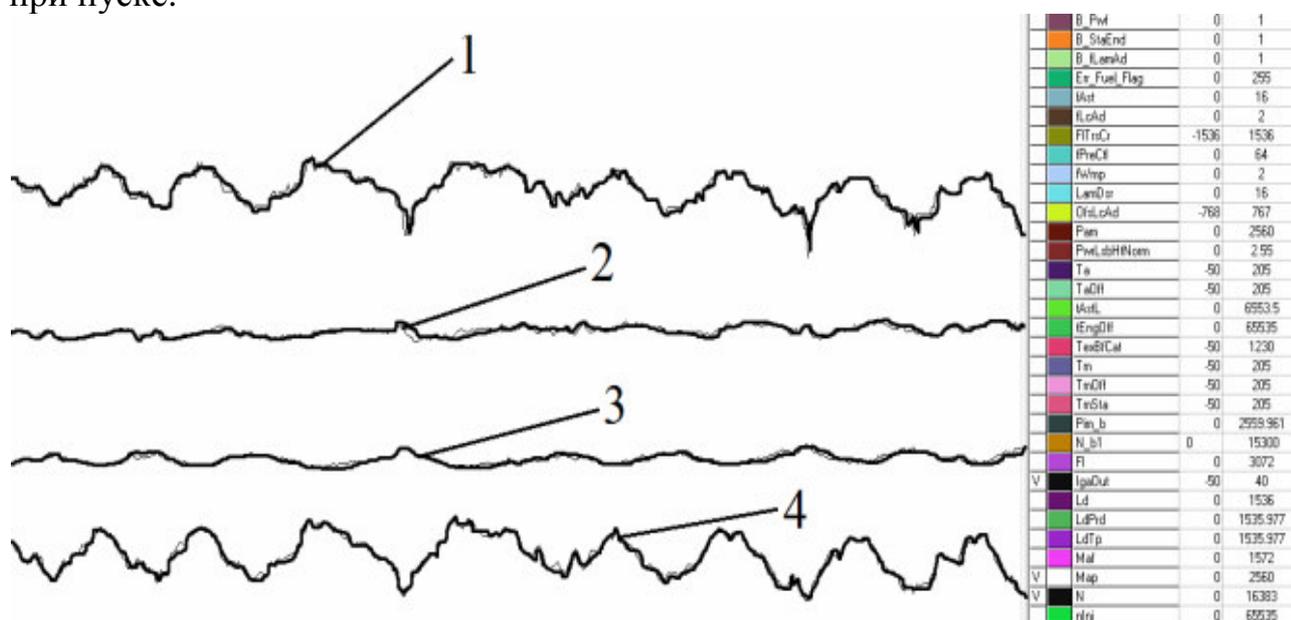


Рис. 1. Окно регистрации сигналов МПСУ:

- 1 – изменение угла опережения зажигания;
- 2 – длительность впрыскивания;
- 3 – давление во впускной системе;
- 4 – частота вращения КВ

Корректировка нужного параметра на требуемый режим работы двигателя, обеспечивается анализом полученных графиков (рис.1). Основное внимание уделено на обороты коленчатого вала двигателя, нагрузку, определяемую с MAP сенсора, реальному углу опережения зажигания и длительности подачи топлива с учетом корректирующих факторов, показанию датчика кислорода ( $\lambda$  – зонд), положению дроссельной заслонки и температуры двигателя.

В модели двигателя (рис.2), созданной в программе AVL Boost, изменение требуемых параметров показало соответствие с реальными данными. поэтому выбор характеристик, согласован с компьютерной моделью, что существенно упрощает задачу настройки двигателя внутреннего сгорания.

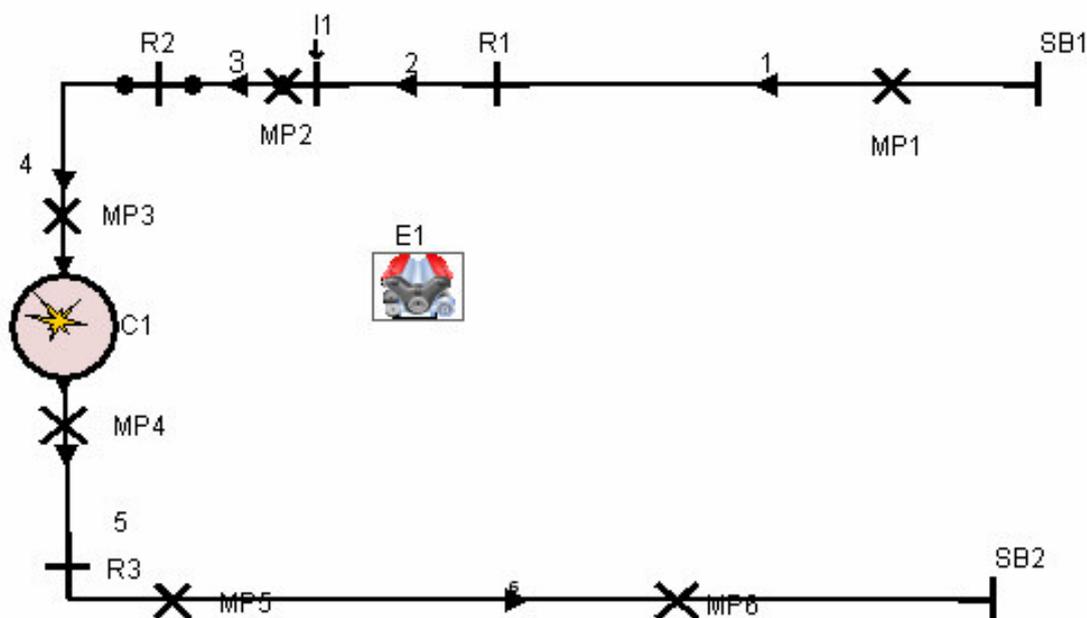


Рис. 2 – Модель двигателя HONDA GX25

Также очень высокие требования предъявляются к конструктивным объектам данной системы. Например, MAP сенсор требует установки ресивера во впускном коллекторе двигателя для сглаживания волновых эффектов, образованных во время газообмена. Размеры дроссельного узла должны соответствовать диаметру впускного канала, так как любое резкое изменение диаметра ведет к ухудшению показателей. Топливный инжектор (форсунка) по цикловой подаче должен быть достаточным для данного двигателя, то есть соответствовать по объему подачи и скорости срабатывания. Датчик положения ВМТ, являя собой датчик Холла, для корректной работы которого, нужна метка (флажок) определенных размеров, ширина которого задает начало и длительность сформированного импульса.

Грайворонский Евгений Сергеевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **РЕЗУЛЬТАТЫ CFD МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ТОПЛИВА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАСПЫЛИТЕЛЯ**

Использование технологий непосредственного впрыскивания требует совершенствования систем топливоподачи, которые должны обеспечить высокое давление и скорость топлива на выходе из отверстий распылителя, возможность гибкого управления, а также, без кардинальных изменений, применения различных по физико-химическим параметрам топлив.

В связи с этим возникает необходимость в получении достоверных характеристик процессов, сопровождающих течение топлива в период впрыскивания в проточной части распылителя, расположенной от кармана распылителя до выходной кромки распыливающего отверстия. Именно в данном гидравлическом тракте возникает явление кавитации, разрушающее распылитель, а эффективное проходное сечение распылителя изменяется в течение микросекунд от минимального до максимальных значений.

Исследовать рассматриваемый процесс и влияние на его протекание различных факторов, а также определить истинные значения «неформализованных» параметров возможно в результате чрезвычайно дорогих экспериментов, либо расчетным путем с использованием CFD технологий моделирования.

В представленной работе для исследования указанных процессов предлагается компьютерная модель, выполненная в пространстве AVL Fire. Данная модель создана для распылителя дизеля 4ЧН8,8/8,2. Диаметры отверстия распылителя составляют 0,2 мм, перемещение иглы – 0,25 мм. Особенностью данного распылителя является малый диаметр иглы – 3,5 мм (например, в аналогичном распылителе фирмы Bosch данный диаметр 4,0 мм. Электрогидравлическая форсунка с исследуемым распылителем является составной частью аккумуляторной топливной аппаратуры, разработанной в ГП «ХКБД».

Проверка адекватности модели проводится с помощью методики [1] с использованием экспериментально полученных характеристик топливоподачи, включающих изменение давления до запорного конуса распылителя и после сопловых отверстий. В дальнейшем результаты моделирования будут использованы для совершенствования геометрии распылителя, определения характеристик впрыскивания при использовании альтернативных топлив.

1. Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы / А.Н.Врублевский // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – Вып. 23, с. 34 – 38.

Грицюк Александр Васильевич, д.т.н., старший научный сотрудник,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Ревелюк Иван Сергеевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-  
дорожный университет

## **АНАЛИЗ СПОСОБОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Современные тенденции развития рынка требуют от отрасли двигателестроения выполнения целого комплекса мероприятий по улучшению характеристик двигателя, таких как экономичность и надежность, а также соблюдения экологических стандартов для минимизации негативного воздействия на окружающую среду.

Для улучшения показателей надежности двигателя необходимо применять мероприятия по снижению динамической нагрузки на узлы двигателя и трансмиссии.

Рассмотрим их более. Основными из них являются:

1. Установка гасителя крутильных колебаний. На данный момент наиболее распространенными являются демпферы трения и маятниковые антивибраторы. Маятниковый Антивибратор представляет собой груз, подвижно закрепленный на коленчатом валу и оказывающий воздействие на ускорения коленчатого вала, возникающие вследствие крутильных колебаний. Недостатком маятникового антивибратора является его жесткая настройка на определенную частоту вращения коленчатого вала, в результате чего он бесполезен на других режимах работы двигателя. В отличие от маятниковых антивибраторов резиновые и силиконовые демпферы работают во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала, в результате чего они и получили наибольшее распространение в автотракторных двигателях. Их устанавливают в местах наибольших амплитуд колебаний. Силиконовые демпферы особенно эффективны в установках с многоцилиндровыми четырехтактными двигателями внутреннего сгорания, в которых возникает одновременно несколько резонансов различных порядков, следовательно, применение маятниковых антивибраторов становится затруднительным. Преимущественно демпферы устанавливаются на носок коленчатого вала дизеля, где крутильные колебания достигают самых больших значений. При этом они нередко совмещают ещё и функцию привода вспомогательного оборудования.

2. Введение между двигателем и трансмиссией элемента, сглаживающего колебания. Так, фирмы «Audi», «Skoda» и «Volkswagen» на свои четырехцилиндровые двигатели новых поколений устанавливают двухмассовые маховики. Упругий элемент между массами маховика гасит крутильные колебания, а также уменьшает шум за счет поглощения вибраций. Однако, следует не забывать, что данное конструктивное мероприятие еще не

доказало свою надежность, а, следовательно, признавать традиционные гасители морально устаревшими пока рано.

Также в последнее время появилось большое количество работ, связанных с разработкой интегрированного стартер-генератора. Сегодня известны три типа совмещенных стартер-генераторов: асинхронные, синхронные и вентильные индуктивно-реактивные. Стартер-генератор представляет собой комбинированную электрическую машину, установленную между двигателем и коробкой перемены передач. Статор закрепляется на блоке картере, а ротор на коленчатом валу вместо маховика. В стартерном режиме стартер-генератор позволяет отказаться от традиционно применяемого редуктора, являющегося маховиком ДВС. Это также позволяет реализовать экономящую топливо во время остановки автомобиля систему «стоп-старт». Также возможен режим совместной работы ДВС и интегрированного стартер-генератора, при котором стартер-генератор будет помогать ДВС при разгоне, существенно повышая динамику разгона и крутящий момент двигателя.

Однако повсеместному внедрению интегрированного стартер-генератора препятствует высокая стоимость, низкая ремонтпригодность и сложность электронного блока управления, необходимого для его эффективной работы.

3. Изменение собственной частоты системы. Изменение системы может быть произведено только за счет изменения жесткостей и моментов инерции тех ее участков, которые находятся вне системы двигателя. Рекомендуется смещать опасное значение частоты вращения коленчатого вала в сторону увеличения (за рабочие обороты) и таким образом исключать даже кратковременную работу на резонансных режимах.

4. Изменение порядка работы цилиндров двигателя. В ряде случаев приводит к значительному ослаблению отдельных резонансных режимов. Главным фактором, влияющим на выбор порядка работы цилиндров двигателя, является его уравновешенность и характеристика крутильных колебаний, как в коленчатом валу, так и во всей трансмиссионной системе в целом. Так, переход от классического порядка работы цилиндров шестицилиндрового рядного двигателя 1-5-3-6-2-4 к порядку 1-2-4-6-5-3 приводит к уменьшению амплитуд колебаний на режимах  $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ . Но при данном порядке работы ухудшаются условия работы коренных подшипников, поскольку подряд работают 1-й и 2-й, а также 5-й и 6-й цилиндры.

Возникновение проблемы крутильных колебаний в узлах дизеля БДТНА на этапе его проектирования, обуславливает необходимость применения современных расчетных методов на основе специализированных программных комплексов для проведения исследований с целью решения данной проблемы.

Предварительный анализ способов демпфирования крутильных колебаний показывает, что наиболее оптимальным вариантом для снижения динамической нагрузки в узлах дизеля БДТНА является установка силиконового демпфера крутильных колебаний.

Иванова Зоя Александровна, к.т.н., доцент, ст. науч. сотр., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,  
[bozhko@ipmach.kharkov.ua](mailto:bozhko@ipmach.kharkov.ua)

Иванов Евгений Мартынович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [ikg@khadi.kharkov.ua](mailto:ikg@khadi.kharkov.ua)

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ ФОРМЫ ОТВЕРСТИЯ ПОД АДАПТЕРЫ В РУБАШКАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ Д100**

Повышение экономичности и надежности современных двигателей внутреннего сгорания, сопровождаемое и форсированием, диктует необходимость постоянного углубления исследований процессов, формирующих уровень технико-экономических показателей двигателей.

Совокупность многих физических процессов определяет качество работы цилиндропоршневой группы. Повышение качества работы цилиндропоршневой группы является одной из узловых проблем в двигателестроении, в решении которой существенная роль отводится обеспечению прочностной надежности.

Модель прочностной надежности традиционно требует разработки или принятия четырех частных моделей: материала, формы, нагружения и разрушения.

Опыт эксплуатации транспортных двигателей с противоположно движущимися поршнями типа Д100 показал, что после длительного периода эксплуатации разрушаются рабочие цилиндры.

Цилиндр двигателя Д100 представляет собой сборный узел, состоящий из оребренной гильзы и напрессованной на нее рубашки. Гильза и рубашка скреплены между собой монтажным натягом, поэтому они работают совместно, и рубашка воспринимает на себя часть нагрузки от сил давления газов, разгружая при этом гильзу. В зоне камеры сгорания в гильзе и рубашке выполнены соосные отверстия под адаптеры.

Анализ разрушения цилиндров показал, что разрушения начинаются от адаптерных отверстий в рубашках охлаждения. Очагом разрушения являются кавитационные раковины, образующиеся после длительной эксплуатации. Кавитационные повреждения существенно снижают ресурс двигателя, кроме того, неожиданно возникающие сквозные разрушения представляют собой определенную опасность.

Разрушения носят усталостный характер и вызываются циклическими действиями максимального давления сгорания (частота цикличности – 400-600 циклов в минуту).

В настоящей работе с помощью разработанной методики расчетного исследования анализируется напряженное состояние в зоне отверстий под адаптеры в рубашках охлаждения цилиндров двигателя. Задача решается в рамках ограничений, накладываемых реальной конструкцией.

Целью настоящих исследований является снижение напряжений на контуре адаптерных отверстий. Для этого исследуется ряд отверстий под адаптер. Отверстия имеют различные формы, а зона вокруг отверстия изменяемую геометрию в поперечном сечении (рис. 1).

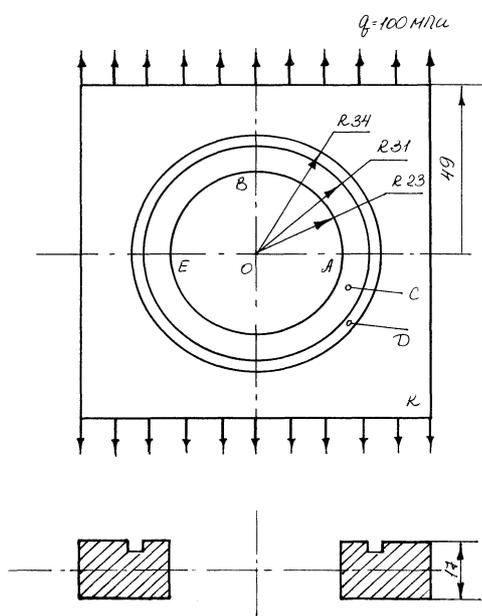


Рисунок 1 – Расчетная схема рубашки охлаждения

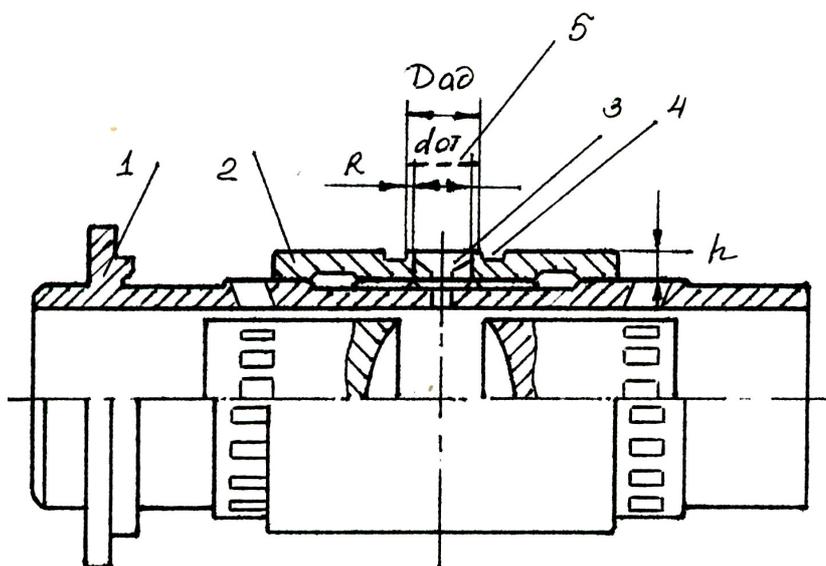


Рисунок 2 – Втулка цилиндра

Задача решается методом конечных элементов в перемещениях с автоматической генерацией конечно-элементной сетки. Используя симметрию, конечно-элементная модель генерировалась только для части области.

В ходе исследований проведены расчеты и анализ напряженно-деформированного состояния рубашки охлаждения цилиндра для различных форм отверстий под адаптеры и различной геометрии в поперечном сечении зоны вокруг отверстий.

На рисунке 2 представлен общий вид втулки цилиндра. Втулка цилиндра содержит гильзу 1, напрессованную на нее рубашку охлаждения 2, со стороны внешней поверхности которой симметрично оси адаптерных отверстий 3 расположены кольцевые канавки 4, а также адаптер 5.

Предложена конструкция втулки цилиндра, позволяющая понизить концентрацию напряжений в зоне адаптерных отверстий рубашки охлаждения в три раза.

Модель защищена авторским свидетельством.

Корогодский Владимир Анатольевич, к.т.н., доцент, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, [korogodskiy@mail.ru](mailto:korogodskiy@mail.ru), (066) 229-60-67,

Савенко Василий Васильевич, к.т.н., доцент, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта,

Стеценко Оксана Николаевна, аспирант, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОГО КПД ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Двухтактные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с искровым зажиганием (ИЗ) имеют ряд преимуществ по сравнению с четырехтактными двигателями по удельной мощности, удельному весу и удельному объему. Однако при этом, двухтактные двигатели с ИЗ и внешним смесеобразованием имеют два существенных недостатка – это повышены расход топлива и значительные выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Низкий уровень экономических и экологических характеристик таких двигателей обусловлен потерей части топлива при продувке (10–30%). Исключить потери топлива при продувке в двухтактном ДВС с ИЗ возможно путем организации внутреннего смесеобразования с применением непосредственного впрыскивания топлива (НВТ). При этом, применение НВТ в ДВС с ИЗ позволяет повысить степень сжатия и за счет организации сгорания расслоенного топливно-воздушного заряда позволяет дополнительно снизить расход топлива, а также значительно снизить и выбросы вредных веществ с отработавшими газами.

Для сравнения уровня двухтактных ДВС с ИЗ и различными способами организации рабочих процессов при внутреннем и внешнем смесеобразовании необходимо использовать индикаторные показатели работы двигателя. Сравнение индикаторного КПД ( $\eta_i$ ) двухтактного двигателя с ИЗ при внешнем смесеобразовании (карбюраторная система питания) и внутреннем смесеобразовании (система питания с НВТ) в существующей в настоящее время формулировке оказалось не вполне подходящим. В соответствии с общеизвестной теорией ДВС величина  $\eta_i$  определяется зависимостью:

$$\eta_i = \frac{L_i}{G_m \cdot Q_H^P}, \quad (1)$$

где  $L_i$  – индикаторная работа газов в цилиндре двигателя за цикл, кДж/цикл;

$G_m$  – цикловая подача топлива, кг/цикл;

$Q_H^P$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

При внешнем смесеобразовании во время протекания процессов газообмена в двухтактном двигателе с ИЗ часть поступившей топливно-

воздушной смеси и соответственно топлива теряется в процессе газообмена при продувке. Расход топлива  $G_m$  можно представить в виде двух составляющих:

$$G_m = G_{m.цил} + G_{m.прод}, \quad (2)$$

где  $G_{m.цил}$  – часть цикловой подачи топлива, которая участвует в процессе сгорания в цилиндре, кг;

$G_{m.прод}$  – часть цикловой подачи топлива, которая потеряна при продувке цилиндра, кг.

Если, для двухтактных двигателей с внешним и внутренним смесеобразованием индикаторный КПД определять по формуле (1), то сравнение этих двигателей по  $\eta_i$  будет некорректным. Для двигателей с внешним смесеобразованием в величине индикаторного КПД будет учитываться количество топлива, которое не участвовало в сгорании, из-за чего величина КПД будет неоправданно занижена. Сравнение будет корректным, если в величине индикаторного КПД для всех двигателей учитывать ту часть цикловой подачи топлива, которая участвовала в процессе сгорания. То есть, индикаторный КПД нужно определять по формуле:

$$\eta_i = \frac{L_i}{G_{m.цил} \cdot Q_H^p}. \quad (3)$$

Индикаторные КПД  $\eta_i$  и  $\eta_i'$  связаны между собой соотношением:

$$\eta_i' = \frac{L_i}{(G_m - G_{m.прод}) \cdot Q_H^p} = \frac{L_i}{G_m \cdot (1 - \Psi_m) \cdot Q_H^p} = \frac{\eta_i}{1 - \Psi_m}, \quad (4)$$

где  $\Psi_m = \frac{G_{m.прод}}{G_m}$  – коэффициент потерь топлива при продувке.

Использование предложенной зависимости определения индикаторного КПД  $\eta_i'$  вместо  $\eta_i$  позволяет получать более объективную информацию об индикаторных показателях двухтактных двигателей, корректно сравнивать их значения при внутреннем и внешнем смесеобразовании, поэтому может быть рекомендовано для практического применения в теории ДВС.

## ВИКОРИСТАННЯ ЦИКЛУ З ПРОДОВЖЕНИМ РОЗШИРЕННЯМ В МІКРОЛІТРАЖНИХ ДВИГУНАХ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ

Одним із серйозних недоліків традиційних поршневих ДВС є те, що наприкінці процесу розширення, який зазвичай називають робочим ходом, тиск продуктів згоряння залишається дуже високим – в 5-6 разів вище атмосферного [1]. Частина цієї невикористаної енергії ефективно використовують в комбінованих двигунах з турбонаддувом або силовою турбіною.

У комбінованих двигунах з силовою газовою турбіною і турбокомпресором розширення продуктів згоряння до тиску навколишнього середовища дозволяє підвищити ефективний ККД на режимі номінальної потужності на 5-7% [2]. Стосовно до двигунів з іскровим запалюванням перспективним напрямком підвищення експлуатаційної економічності є використання продовженого розширення продуктів згоряння безпосередньо в надпоршневій порожнині. Перші спроби створення двигуна внутрішнього згоряння з продовженим розширенням виконувалось і Н. Отто і Р. Дизелем на базі трьохциліндрових двигунів [3].

Відомі варіанти циклів ДВС (цикли Крістіансена, Міллера, Аткінсона), в яких можливе реалізовувати продовжене розширення. Загальним у всіх зазначених роботах є те, що робочий цикл реалізується в одному робочому об'ємі і продовжене розширення забезпечується укороченням процесу стиснення за рахунок того, що випускні клапана закриваються після деякого переміщення поршня від НМТ до ВМТ (рис. 1).

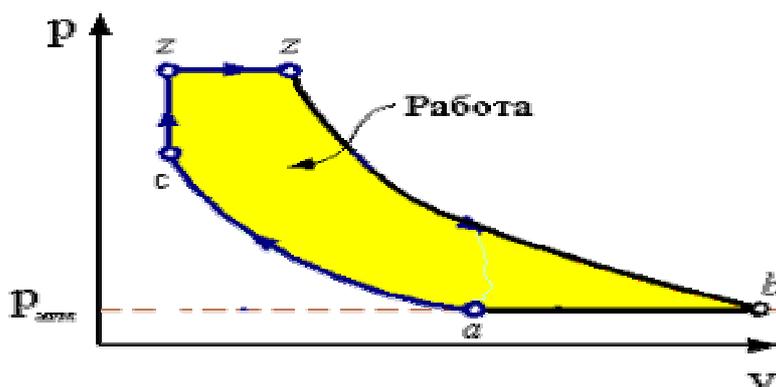


Рисунок 1 - Термодинамічний цикл із збільшеним процесом розширення

У своєму патенті Ральф Міллер розглядає два варіанти організації зазначеного робочого процесу із занадто раннім або занадто пізнім закриттям впускного клапана[4]. У першому випадку, названому «укороченим стисненням», при русі поршня від НМТ і до моменту закриття впускного клапана деяка кількість повітря витісняється назад у впускний колектор, і лише

решта заряду піддається стиску. У другому випадку, названому «укороченим впуском», клапан закривається ще до приходу поршня в НМТ. Від моменту закриття клапана і до НМТ відбувається попереднє розширення заряду, і тільки потім - стиснення. Незважаючи на різницю підходів, обидва варіанти ведуть до зниження фактичного ступеня стиснення по відношенню до геометричної.

Зважаючи на переваги та недоліки кожного варіанту циклу Міллера було проведено розрахункове дослідження для визначення ефективних показників мікролітражного двигуна 1Ч3,5/3,5 з реалізацією даного циклу. (Табл.1 )

Таблиця 1 – Ефективні показники двигуна в залежності від фаз газорозподілу та кута випередження запалювання

Θ, град.п.к.в до ВМТ	φ1 отк. до нмт	φ2 закр после ввт	φ3 отк до ввт	φ4 закр после нмт	Ne, кВт	Me, Н/м	Ge, кг/(кВт*год)
	Випуск		Впуск				
35	42	16	16	40	0,811	3,88	0,363
30	35	16	16	40	0,8	3,86	0,365
32	38	16	16	40	0,81	3,86	0,364
5	16	16	16	40	1,1	5,211	0,295
0	0	10	10	0	1,06	5,067	0,295
5	25	16	16	10	1,08	5,2	0,296
6	0	16	16	10	1,07	5,06	0,297
7	0	16	16	10	1,06	5,07	0,297
8	0	16	16	5	1,05	5,08	0,294
9	0	16	16	15	1,07	5,136	0,295
10	0	16	16	13	1,07	5,138	0,296

З вищесказаного можна зробити висновок, що для мікролітражного автомобільного двигуна (автомобіль учасник «Есо-marathon») логічно використовувати цикл Міллера з укороченим впуском. При цьому двигун повинен мати високу геометричну ступінь стиснення ( $\epsilon \approx 14 \dots 16$ ), працювати на стаціонарному режимі з малими кутами випередження запалювання.

### Література

1. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование // Перевод с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – Т.2. – М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности. – Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение», Т. XLIII.
3. "Автомобильная промышленность США", N 1, 1980 г., стр. 3
4. Patent № 2670595, dated Mar. 2, 1954. United States Patent Office, Ralph Miller, Milwaukee

Куць Надія Григорівна, Gr.Ph.D, доцент, Луцький національний технічний університет. м. Луцьк, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Поряд з тепловими двигунами внутрішнього і зовнішнього згоряння, поршневі і роторні в техніці широко застосовуються газотурбінні двигуни: турбогвинтові, турбокомпресорні і турбореактивні. Як всякий тепловий двигун, всі газотурбінні двигуни працюють із застосуванням замкнутого термодинамічного циклу, який був розроблений Брайтоном.

Застосовуючи чисто енергетичний підхід, реалізований в технічній термодинаміці, неможливо зрозуміти всю динаміку процесу горіння та взаємодії газових потоків з лопатками турбіни та її стінками. Не ясно, як протікають хімічні реакції горіння, і яким чином здійснюються процеси енергообміну при роботі газової турбіни. Внаслідок цього не зрозуміло, в якому напрямку слід удосконалювати газові турбіни, здійснюючи її оптимальну роботу з найбільшою ефективністю.

Ціль і задачі: розробити молекулярно-кінетичну теорію, яка адекватно відображала б усю динаміку процесу роботи газової турбіни на атомно-молекулярному і кластерному рівнях. Реалізувати поставлену мету можна шляхом вирішення наступних задач: - розглянути загальний принцип перетворення теплової енергії газу в механічну роботу турбіною; - з'ясувати які взаємодії виникають при зіткненні повітряного потоку з лопатками турбіни; - обґрунтувати які процеси, в основному, визначають коефіцієнт перетворення теплової енергії в механічну роботу турбіною; - обґрунтувати роботу газової турбіни на атомно-молекулярному рівні; - з'ясувати в якому напрямку слід удосконалювати роботу газової турбіни, підвищуючи її ефективність.

Турбіна є основним елементом газотурбінного двигуна, який перетворює теплову енергію повітряного потоку в механічну роботу. Турбогвинтові двигуни набагато більш економічні, ніж поршневі двигуни. Це обумовлено наступним чином: після спалювання палива в камерах згоряння високотемпературна паливо-повітряна суміш проходить через сопло Лавалю де швидкість плинущого газу прискорюється за рахунок внутрішньої енергії. У свою чергу, турбіна перетворює теплову енергію одного ступеня свободи в механічну роботу, як це відбувається в поршневому двигуні. Але на цю частину накладається додаткова швидкість плинущого газу, яку він придбав після виходу з сопла Лавалю. Тому коефіцієнт корисної дії (ккд) у такого двигуна, в порівнянні з поршневим, дещо вищий.

У турбогвинтовому двигуні застосовується компресор. Тому цей тип двигуна іноді називають турбокомпресорним. Різновидом турбокомпресорного двигуна є турбовальний двигун. У такого двигуна вся потужність, що розвивається, через вихідний вал передається споживачеві. Тому вони, в основному, використовуються на гвинтокрилах.

Турбореактивний двигун володіє істотним недоліком - він не досить ефективно охолоджується в процесі роботи. Це накладає обмеження на реалізовану потужність двигуна. Щоб підвищити потужність турбореактивного двигуна шляхом збільшення інтенсивності його охолодження застосовують двоконтурний турбореактивний двигун [1].

Для турбовентиляторних і турбореактивних двигунів турбіна є основним елементом, який забезпечує роботу двигуна. Турбіна являє собою набір лопатей, розташованих по радіусу відносно осі обертання.

Перша теорія роботи турбіни була запропонована Ейлером. В результаті отримано, що імпульс всіх зовнішніх сил дорівнює:

$$\sum_i F_i \Delta \tau = (P_{e,1} S_1 - P_{e,2} S_2 - F') \Delta \tau, \quad (1)$$

де  $P_{e,1} S_1$  - сила тиску впадаючого потоку;  $P_{e,2} S_2$  сила тиску випливаючого потоку і  $F'$  - результуюча сила тиску і тертя, діюча на рухомий потік з боку стінок каналу.

Якщо скористатися рівнянням Ейлера, то потік повітря забезпечить потужність на валу турбіни 24,7 кВт. Так, як турбіна перетворює тепло в механічну роботу, то отримане значення потужності із застосуванням рівняння Ейлера збігається з тим, що дає конвективний теплообмін. Протириччя немає і це дозволило вважати, що при розгляді роботи турбіни можна не враховувати розмір лопаток і їх конфігурацію. В цьому випадку розглядається інтегральна дія, яка не враховує конкретний механізм взаємодії повітряного потоку всередині міжлопатєвого каналу. Тому такий підхід не дозволяє реалізувати комп'ютерний аналіз роботи турбіни.

При конструюванні газових турбін і аналізі їх роботи в різних умовах доцільно застосовувати статистичну газодинаміку. На вході турбіни газ має внутрішню енергію і кінетичну енергію руху [2]. Результуюча енергія:

$$E_1 = \frac{m}{\mu} R_e T_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} V, \quad (2)$$

де  $m$  - маса газу, яка брала участь у процесі взаємодії;  $T_1$  - температура газу на вході турбіни;  $\rho$  - щільність газу;  $v_1$  - швидкість руху газу на вході турбіни;  $V$  - загальний обсяг газу, який проходить за час взаємодії.

Характерна робота турбіни полягає в наступному: при заданому установчому куту  $20^\circ$  і при кутах входу повітря в міжлопаточний канал менше  $25^\circ$ , турбіна стопориться і починає обертатися у зворотний бік. При кутах входу більше  $25^\circ$  турбіна працює нормально, але з ростом кута входу потужність на валу турбіни різко падає. Коли велика піввісь витримується постійною, а змінюється величина малої півосі еліпса, то до  $20^\circ$  потужність турбіни зростає до значення, відповідного максимальній потужності при заданих кутах

установочного і входу, а потім різко гальмується потоком повітря, чинного із зворотного боку лопатки.

Розроблена молекулярно-кінетична теорія роботи газотурбінного двигуна може бути використана для комп'ютерного моделювання роботи таких двигунів [3]. В залежності від призначення турбіни оптимальні параметри її конструкції повинні встановлюватися шляхом комп'ютерного моделювання. Стендові випробування потрібні тільки для остаточного доведення спроектованого газотурбінного двигуна.

Встановлено основний принцип роботи газотурбінних двигунів різних типів і показано, що застосування сопла Лавалля призводить до збільшення ккд таких систем за рахунок перетворення не тільки одного ступеня свободи теплової енергії в механічну роботу, але і внаслідок зростання швидкості руху газового потоку, яке формує сопло Лавалля.

### Література

1. Мокшанцев Б. Б. Двухконтурные и турбовентиляторные двигатели США и Англии. М.: Изд. отдела научно-техн. информации. 1960. – 76 с.
2. Гречихин Л.И. Молекулярно-кинетическая теория гребного винта самолета. /Сб. материалов 1 Международной молодежной научной конференции «Гражданская авиация: XXI век» Ульяновск: УГТУ, 2009. С. 18-24.
3. Лапцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. /Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. - 2011, № 3. С. 64-78.

Михалюк Мар'ян Семенович, інж., Бранденбурзький технічний університет, mykhamar@b-tu.de  
Антошків Олексій Всеволодович, др.-інж., Бранденбурзький технічний університет, antoshki@b-tu.de

## ТУРБОКОМПАУНДНИЙ ДИЗЕЛЬНИЙ ВАНКЕЛЬ ДЛЯ СПОРТИВНИХ АВТОМОБІЛІВ

Сучасні серійні спортивні автомобілі потребують потужних і економічних двигунів. Крім цього, достатньо конкурентна динаміка розгону сучасного автомобіля можлива за умови його мінімальної маси, яка значною мірою визначається масою силового агрегату.

Оптимальне рішення силового агрегату для високотехнологічного сучасного автомобіля має об'єднати всі його параметри (структура компонентів та агрегатів приводу, показники агрегатів двигуна, параметри термодинамічного циклу). Розгляд та варіація цих параметрів в програмному середовищі AVL Boost дозволяє знайти оптимум для всієї системи.

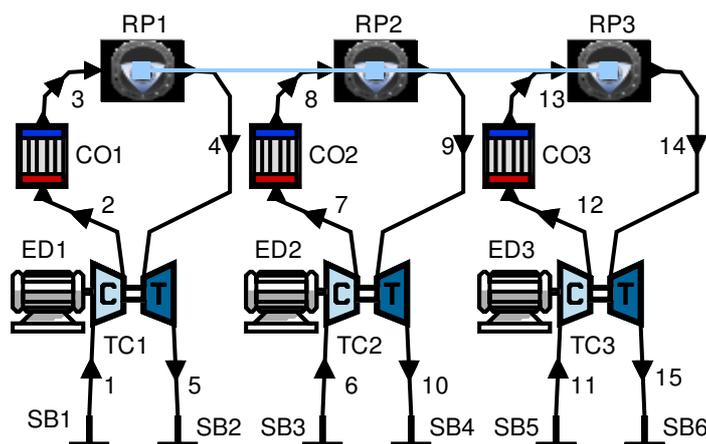


Рисунок 1 – Графічна оболонка моделі турбокомпаундного дизельного двигуна Ванкеля в AVL Boost

*RP 1, 2, 3 – Ротор;*  
*TC 1, 2, 3 – Турбокомпресор;*  
*ED 1, 2, 3 – Електродвигун/Генератор;*  
*CO 1, 2, 3 – Охолоджувач повітря;*  
*SB 1 - 6 – Впуск, Випуск;*  
*1 - 15 – Трубопроводи.*

Маса досліджуваного турбокомпаундного двигуна ККМ-503D (турбокомпаундна система) складає лише 101 кг. Для порівняння, маса двигуна Мерседес-Бенц М278 V8 складає 220 кг [1].

Менша маса двигуна і автомобіля в цілому – більш інтенсивне прискорення.

Автомобіль, оснащений двигуном з турбокомпаундною системою, не потребує бортового генератора, оскільки його турбокомпресор виконаний на одному валі з генератором турбокомпресора, що призводить до подальшого зменшення маси автомобіля.

Зазвичай, генератор сучасних спортивних автомобілів, внаслідок великої кількості споживачів, має потужність понад 2000 Вт (наприклад, потужність генератора Порше Карерра становить 2100 Вт). Тому використання генератора турбокомпаунда підвищує енергетичну ефективність автомобіля вцілому.

Двигун з системою турбокомпаунд дозволяє підтримувати необхідний тиск наддуву у всьому діапазоні обертів. Крім цього, швидке прискорення (без затримки і „турбоями„) забезпечується за рахунок турбокомпресора з електродвигуном для кожного ротора Ванкеля.

Менший розмір турбіни і, відповідно, менший момент інерції у порівнянні з однією турбіною, гарантує високі кутові прискорення системи.

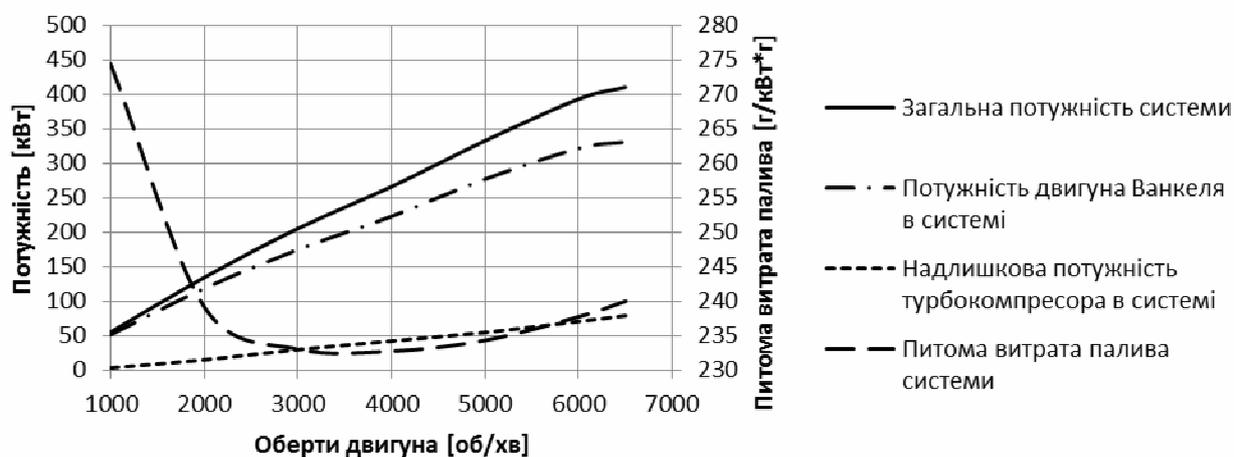


Рисунок 2 – Результати моделювань показників турбокомпаундного дизельного двигуна Ванкеля в AVL Boost

Рисунок 2 представляє результати розрахунків потужності та витрати палива для системи турбокомпаунда об'ємом  $3 \times 500 \text{ см}^3$  з турбокомпресорами при використанні трьох електрогенераторів.

Результати проведеної роботи показали, що за допомогою моделювання можна встановити оптимальний розподіл потужностей між Ванкелем і турбокомпресором, при якому досягається максимальна енергетична ефективність системи турбокомпаунда.

## Література

1. Uwe Ernstberger, Jürgen Weissinger, Jürgen Frank (Hrsg.). Mercedes-Benz SL Entwicklung und Technik. Springer 2013.

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ПРОСТОРОВОГО ШАРНІРУ В ЯКОСТІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) є основним енергетичним джерелом для багатьох видів будівельної техніки. Більшість ДВЗ відносяться до групи кривошипно-шатунних і лише незначна кількість – до роторних. Проведений аналіз ДВЗ кривошипно-шатунної групи показав, що в при роботі подібних систем виникають певні недоліки, які пов'язані із тертям поршнів по стінці циліндрів. Це призводить до інтенсивного зносу стінки циліндра, додаткового локального нагрівання поверхні циліндра, а також до зменшення корисної потужності, що отримана внаслідок згоряння палива в двигуні.

Для зменшення тертя між поршнем та циліндром та зменшення навантажень на опору привідного валу запропоновано використовувати поршневі двигун із передачею зубчата рейка-шестерня (рис. 1) [1].

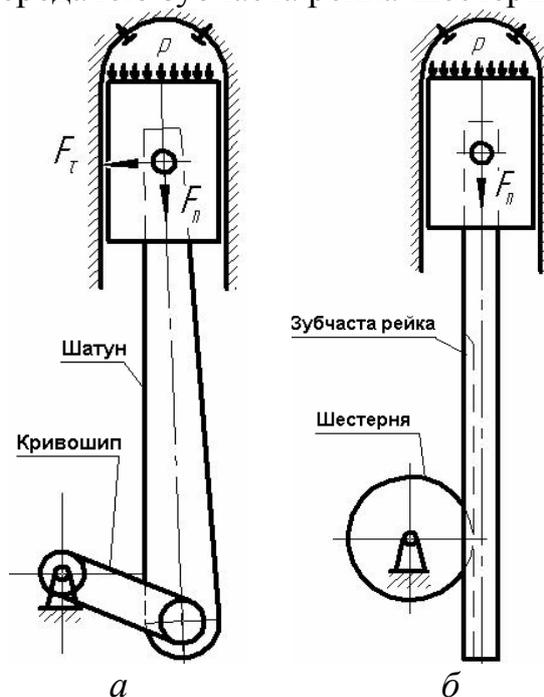


Рисунок 1 – Традиційна схема кривошипно-шатунного механізму (а) та механізму із рейковою передачею (б)

Запропонована схема двигуна дозволяє уникнути утворення сили  $F_t$  (рис. 1, а), проте має значний недолік, а саме, шестерня під час руху поршня та рейки буде здійснювати коливальний рух і в крайніх положеннях заклинюватиметься, так як рейка має обмежений хід і в крайніх положеннях її необхідно виводити із зачеплення.

Для вирішення проблеми перетворення коливального руху в обертальний пропонується в двигуні із запропонованою схемою використовувати просторовий шарнір (рис. 2) [2].

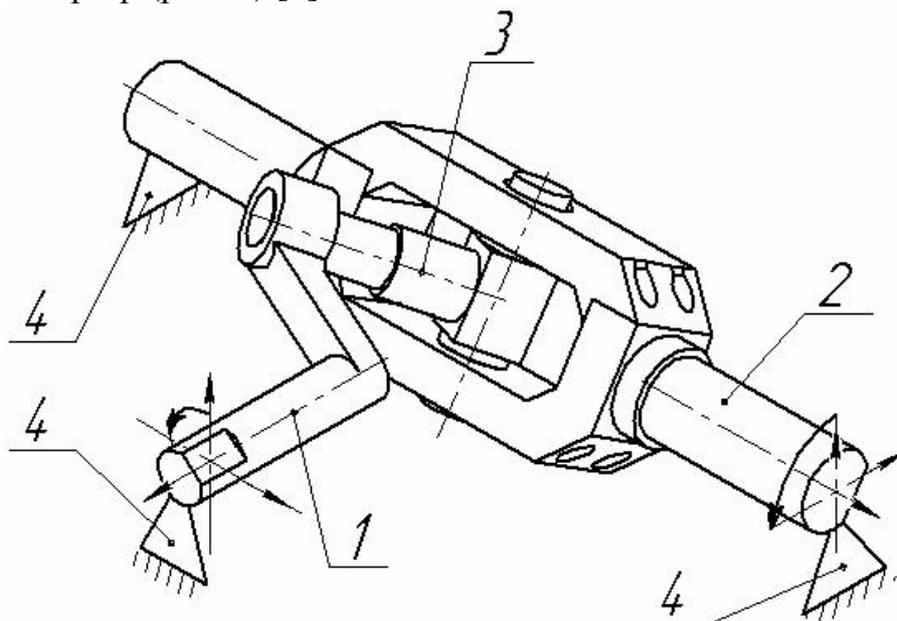


Рисунок 2 – Просторовий шарнір: 1- кривошип; 2 – хрестовина; 3 – хитний вал; 4 – опора

Представлений шарнір складається з кривошипа 1, хрестовини 2 та хитного вала 3. Всі елементи шарніра знаходяться в корпусі 4. Особливістю такого механізму є те, що вхідний та вихідний вали розташовані під кутом  $90^{\circ}$  один відносно одного. Дане представлення просторового шарніру є різновидністю шарніра Гука. На відміну від звичайного просторового шарніру (карданного), в даній схемі реалізовується перетворення коливального руху в обертальний, що є наслідком подібного розміщення валів. Просторовий шарнір працює наступним чином: поворот колінчастого вала 1 призводить до переміщення хрестовини 2, що має шарнірне з'єднання з кривошипом та хитним валом. У результаті руху одного кінця хрестовини 2, відбувається поворот хитного вала 3, причому при обертанні кривошипа 1 на  $360^{\circ}$ , хитний вал здійснює поворот лише на  $90^{\circ}$ . Таким чином при обертанні кривошипа відбувається коливання хитного вала і навпаки, при коливанні хитного вала відбуватиметься обертання кривошипа.

### Література

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф. Автомобільні двигуни: Підручник. – Київ, 2006. – 476 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

Пилипенко Олександр Михайлович, д.т.н., професор, Черкаський державний технологічний університет.

Шльончак Ігор Анатолійович, к.т.н., Черкаський державний технологічний університет, [igor.Shlionchak@ukr.net](mailto:igor.Shlionchak@ukr.net).

Підгорний М.В., к.т.н., доцент, Черкаський державний технологічний університет.

## **КОНВЕРТАЦІЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ДЛЯ РОБОТИ НА БІОГАЗІ**

Із зменшенням природних запасів нафти та суттєвим зростанням вартості традиційних моторних палив надзвичайно актуальним є розширення використання біопалив, які отримують з відновлюваної рослинної сировини, що зменшує залежність України від нафти, як джерела енергії [1]. Одним із найбільш поширених таких видів біопалив є біогаз. Ефективним напрямком розширення використання газового палива на автотранспорті є конвертація дизелів, за допомогою незначних конструктивних змін, у двигуни, які працюють на стисненому газі [2].

Для проведення відповідних випробувань, спрямованих на дослідження використання біогазу у дизелях, було використано двигун китайського виробництва сімейства Dong Feng моделі CY4102BZLQ. Вдосконалення системи подачі та згоряння газового палива дизеля забезпечувалось встановленням додаткової системи іскрового запалювання (замість форсунок в головці циліндрів встановлювались свічки запалювання 3, рисунок 1).

Для ефективного використання біогазу в дизелі необхідно було варіювати ступенем стискання двигуна. Величина ступеня стискання двигуна забезпечувалась встановленням прокладок 4 відповідної товщини між блоком циліндрів 5 і головкою 1. Робочий об'єм циліндра дизеля дорівнює 0,964 л, а об'єм між поршнем 6, що знаходиться у верхній мертвій точці, і головкою циліндрів 1 складає 0,012 л (при товщині прокладки 1,8 мм). Об'єм камери згоряння, з урахуванням об'єму, котрий займає кінцевик 2 свічі запалювання, дорівнює 0,0574 л. Ступінь стискання, при цьому, рівний 17. Зменшення ступеня стискання до 16 забезпечувалось демонтажем штатної свічі накалювання, внаслідок чого об'єм камери згоряння збільшився на 0,0036 л. Перед проведенням такої процедури двигун необхідно прогріти до регламентованої температури. Далі для збільшення ступеня стискання до 18 одиниць між блоком циліндрів та головкою встановлювалась прокладка товщиною 1,4 мм, що дозволило зменшити об'єм камери згоряння на 0,00326 л. Такий спосіб варіювання ступеня стискання є економічно вигідним з точки зору найменших грошових та годинних витрат, що підвищує надійність дизеля за показником його ремонтпридатності. Далі в дизелі була встановлена серійна система живлення біогазом, зокрема на впускному колекторі встановлено газовий змішувач, а також газові редуктори високого і низького тиску. Крім

цього додатково була встановлена безконтактна електронна система запалювання з індуктивним датчиком.

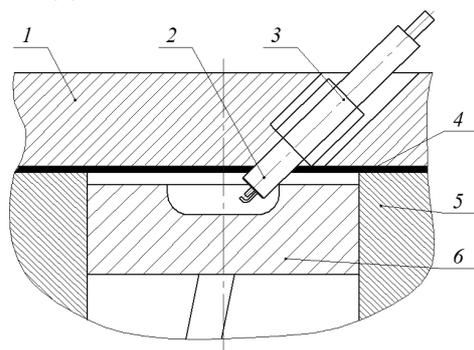


Рисунок 1 – Схема зміни ступеня стискання двигуна DONG FENG моделі CY4102BZLQ

Подібні газові двигуни, які створюються на базі дизелів, працюють з меншою жорсткістю, оскільки у них тиск в циліндрах при згорянні робочої суміші зростає більш плавно. Максимальний тиск робочого процесу менший, що знижує механічне навантаження деталей двигуна. Звідси і більший, порівняно з дизелем, термін служби його газової модифікації.

Щодо витрати палива та кількості шкідливих викидів з відпрацьованими газами дизелів, необхідно відмітити, що в значній мірі ці показники залежать від режимів роботи двигуна в експлуатаційних умовах. Було встановлено, що 54 – 59 % від загального часу експлуатації, двигуни, наприклад, вантажних автомобілів працюють в неусталених режимах. Оскільки ці режими значно поширені, то це може бути однією з причин підвищення викидів в атмосферу продуктів неповного згорання та погіршення паливної економічності [4].

Тому, для забезпечення зниження витрат палива та шкідливих викидів відпрацьованих газів транспортних засобів з переобладнаними з дизелів газовими двигунами, необхідно оптимізувати регульовальні параметри двигуна, а саме: склад паливоповітряної суміші та кут випередження запалювання. Оскільки на ефективні та екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням суттєво впливає такий важливий параметр, як коефіцієнт надлишку повітря, відповідний науковий інтерес представляє дослідження його впливу на вище зазначені показники.

### Література

1. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Клементьев А. Альтернативные виды топлива: проблема выбора в ближайшей перспективе / А. Клементьев, В. Федоров // АГЗК+АТ. – 2006. – №3. – С. 63–65.
3. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 472 с.

Скалыга Н. Н., к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, [cn1101@mail.ru](mailto:cn1101@mail.ru)

Рудинец Н. В., к.т.н., доцент кафедры охраны труда и безопасности жизнедеятельности, Луцкий НТУ, [rudinetc@mail.ru](mailto:rudinetc@mail.ru)

## **КОНЦЕПЦИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО ДВС НА ЕДИНОЙ ПЛАТФОРМЕ**

На сегодняшний момент времени поршневые ДВС (ПДВС) с кривошипно-шатунным механизмом являются преобладающим видом источников механической энергии, широко используемые в различных отраслях народного хозяйства. Циклы, реализованные в таких двигателях, позволяют практически полностью решить ставящиеся перед ними задачи [1]. В тоже время, кинематическая схема ПДВС обладает весьма существенным недостатком – наличием возвратно-поступательного движения поршня. Это тянет за собой необходимость применения значительного объема всевозможных конструкторско-технологических мероприятий для снижения негативного влияния производных от возвратно-поступательного движения поршня на работоспособность двигателей. Кроме того, крупным недостатком ПДВС является также и низкая степень унификации, составляющая, по данным различных источников, до 35% [2].

Вышеуказанные причины являются одним из основных препятствий при создании универсального ДВС на какой-нибудь единой платформе. Те же попытки, что осуществляются различными производителями, сводятся к созданию типоразмерных рядов двигателей узкоспециализированного назначения (автомобильный транспорт, сельхозтехника, мототехника, двигатели бытового назначения и т.д.). Причем, модульность таких типоразмерных рядов является чисто условной в силу специфики организации и рабочего процесса, и уравнивания двигателей с различным количеством цилиндров и пространственной архитектурой.

Наиболее подходящим для создания универсального ДВС на единой платформе, по мнению авторов, является роторно-поршневой двигатель (РПД), работающий по схеме Ванкеля-Фрезе.

Отсутствие возвратно-поступательного движения поршня, а только вращательное (планетарное) ротора, дает РПД неоспоримые преимущества по компактности, вибрационно-шумовым, динамическим и другим характеристикам перед ПДВС при прочих равных условиях. Степень же унификации существующих многороторных (многосекционных) конструкций РПД составляет порядка 75%, что дает широкие возможности форсирования по различным параметрам.

На сегодняшний момент времени РПД достиг высокой степени совершенства, сравнившись, а по ряду показателей, превзойдя ПДВС.

Так, в частности, гарантийная наработка РПД «Renesis», автомобиля Mazda RX-8, заявлена в 500тыс.км, токсичность выхлопа – соответствует

нормам Евро IV, а минимальный удельный расход топлива составляет 230г/кВт·час [3]. Не говоря уже о скрытых резервах многотопливности и экономичности РПД в целом [4].

Широкое использование достижений современной металлургии, материаловедения и технологии машиностроения, а также то, что основой главных деталей РПД являются простые, геометрически правильные фигуры, позволяет, по мнению авторов, применить новый подход: организовать массовое производство так называемого «разового двигателя копеечной стоимости». То есть, двигателя, рассчитанного на определенные, экономически оправданные, минимальный ресурс (для двигателей автотракторного типа – 200-300тыс.км) и цену. Двигателя, с уменьшенным количеством циклов технического обслуживания и не требующего сложного ремонта (не разборного). Двигателя, стоимость которого позволяла бы, так сказать, безболезненно сдать его в утиль и заменить новым. Причем, возможно и несколько раз, на протяжении всего периода эксплуатации технологической части мотосредства.

### Литература

1. С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под. общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985. - 456с., ил.

2. Райков И. Я., Рывинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высш. шк., 1986. -352 с.: ил. 3. <http://www.volnovoidvigatel.spb.ru/>. Наследие Феликса Ванкеля. Электронный каталог.

4. Скалига М.М. Спосіб роботи багатопаливного ДВЗ. Деклараційний патент України № 39363А на винахід (Бюл. №5, 2001р)

Стаценко Владимир Иванович, ст. преподаватель, Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара, г. Днепропетровск, Украина

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ С ПРИМЕНЕНИЕМ СВЕЧЕЙ ЗАЖИГАНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА**

В настоящее время во всем мире уделяется повышенное внимание использованию нетрадиционных или альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. Применение таких топлив вместо привычных нефтяных топлив позволяет снизить экологическую нагрузку на окружающую среду, расход ископаемых энергоресурсов, удешевить эксплуатацию транспортных средств и энергетических установок. В ряде стран, в том числе и в Украине, на протяжении последних десятилетий происходит массовый перевод ДВС транспортных средств на альтернативные топлива, такие как сжатый и сжиженный газ, спирты, биодизель.

Использование альтернативных топлив имеет неоспоримые преимущества в части снижения токсичности выхлопных газов транспортных средств, снижение общей эмиссии  $\text{CO}_2$ , несгоревшего углерода в виде сажи и окислов серы. Вместе с тем, повсеместное применение альтернативного топлива пока сдерживается, так как его использование приводит к ухудшению эксплуатационных характеристик ДВС, прежде всего, таких как максимальная мощность и крутящий момент, удельный расход топлива, затрудненный запуск, особенно при низких температурах [1, 2]. Указанные ухудшения связаны с меньшей теплотворной способностью альтернативных топлив, более высокой температурой воспламенения и повышенной диэлектрической прочностью газовой смеси. Кроме того, применение таких топлив предъявляет повышенные требования к системе зажигания и создает более жесткие условия работы свечей зажигания, что значительно снижает их ресурс.

Для повышения ресурса свечей в мировой практике чаще всего используют повышение стойкости электродов свечей путем применения более стойких к температуре и химической коррозии материалов, таких как платина, иридий, что значительно увеличивает стоимость свечей, к тому же, данное решение не устраняет таких недостатков применения альтернативных топлив, как снижение мощности ДВС и увеличение удельного расхода топлива.

Повышение основных эксплуатационных характеристик ДВС, работающих на альтернативном топливе, представляется возможным путем улучшения рабочего процесса в камере сгорания, за счет применения дополнительных мер по оптимизации процесса воспламенения. В качестве простейшей, но частичной меры, можно рассматривать применение более тонких электродов свечи зажигания, которые имеют меньший «экранирующий эффект» при формировании первоначального очага пламени и создают большую электрическую напряженность в зоне пробоя. Такие свечи известны

под общим названием «Иридиевые», с 2012 года налажен выпуск таких свечей в Украине. Более эффективными мерами оптимизации рабочего процесса при использовании альтернативного топлива, являются использование наносекундного разряда [5] и применение так называемого форкамерно-факельного воспламенения, или комбинированного поджога рабочей смеси воздействием электрического разряда и потока раскаленных продуктов сгорания истекающих с высокой скоростью, из дополнительной форкамеры. Дополнительная форкамера находится при этом либо в головке ДВС, либо в составе специальной свечи зажигания. Производство таких свечей налажено в Украине под названием «Плазменно-форкамерные свечи зажигания». Как показали предыдущие исследования, применение плазменно-форкамерных свечей значительно снижает токсичность отработанных газов, повышает крутящий момент, особенно на низких оборотах, также снижается удельное потребление топлива [6]. Опыт практической эксплуатации плазменно-форкамерных свечей зажигания, на автомобилях, переоборудованных под использование сжатого и сжиженного газа (Cng/Lpg) показал, что двигатели устойчиво запускаются при низких температурах без перехода на традиционное нефтяное топливо, имеют динамику разгона и приемистость сравнимую с динамикой при работе на традиционном топливе. Ресурс работы таких свечей при работе на сжатом или сжиженном газе полностью соответствует требованиям соответствующего ОСТа.

Полученные данные дают основание для проведения дальнейших всесторонних исследований с целью выявления особенностей работы отечественных плазменно-форкамерных свечей зажигания в составе различных ДВС при работе на альтернативных топливах.

### Література

1. Безродный В.В. Перспектива использования смесевых бензинов как альтернативного топлива для автомобилей. // Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту, і сервісу автомобілів». – Одеса-Коблево: Військова академія, 2015. 256 с. 4. Гаєва Л.І., Дикун Т.В. Техніко-економічна ефективність використання біопалив для карбюраторних двигунів. // Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту, і сервісу автомобілів». – Одеса-Коблево: Військова академія, 2015. 256 с. 5. Тропина А.А. Система воспламенения на основе наносекундного импульсного разряда для ДВС // Тези доповідей міжнародного науково-практичного форуму «Наука і бізнес – основа розвитку економіки». – Дніпропетровськ: ДНУ, 2012. 6. Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б. «Комплексная экспертиза технико-экономических характеристик свечей зажигания автомобильных двигателей» // ОТЧЕТ о научно-исследовательской работе по теме «Исследование технико-экономических характеристик свечей зажигания автомобильных двигателей». СПбГПУ, Санкт-Петербург, 2005.

## ВИКОРИСТАННЯ ПЛАНОВОЇ ДЕФОРМАЦІЇ РУСЛА У ЯКОСТІ ГАСИТЕЛЯ ЕНЕРГІЇ

Запропоновано ідею універсальної водобійної споруди, яка основана на змінненні планової конфігурації русла з метою скорочення ділянки водобою за спрягаючими спорудами. Вона частково замінює і доповнює традиційні для систем дорожнього водовідведення гасителі енергії у вигляді водобійного колодязя, водобійних стінок, комбінованого водобійного колодязя, розсіюючого трампліну, підвищеної шорсткості.

Математичну модель побудовано на основі рівнянь різко змінного руху, яка дозволяє одержати профіль універсальної водобійної споруди в плані. Проведено лінійний аналіз цієї моделі і запропоновані наближені формули для профілю споруди.

Універсальна водобійна споруда максимально позбавлена більшості недоліків, притаманних традиційним гасителям енергії.

Проведено порівняльний аналіз з універсальною спорудою, основаною на змінненні повздовжнього профілю ділянки водобою. Очевидні переваги змінення профілю в плані при гасінні енергії за швидкотоками.

Для одержання згаданого хвилястого профілю необхідно сформулювати і розв'язати зворотну задачу визначення профілю водобійної ділянки у плані за умови, що похил її дна і глибина потоку буде дорівнювати відповідно похилу дна русла і нормальній глибині за межами водобою. Запишемо рівняння різкозмінного руху води з урахуванням відцентрових сил інерції [1] за умови, що живі перерізи потоку плоскі і прямокутні:

$$\beta \frac{\alpha v^2}{g} \frac{d^2 b}{dl^2} - \frac{dE}{dl} + i - I = 0,$$

де  $i$  - похил вільної поверхні;  $E = \frac{\alpha v^2}{2g}$  - питома кінетична енергія;  $I$  - похил тертя;  $b$  - ширина русла;  $v$  - середня швидкість;  $l$  - повздовжня координата;  $\alpha$  - коефіцієнт кінетичної енергії;  $\beta$  - відцентровий коефіцієнт;  $g$  - прискорення вільного падіння.

Перейдемо в рівнянні до відносних змінних за формулами:

$$x = \frac{b - b_0}{b_0}, l = \frac{l}{b_0},$$

де  $b_0$  - ширина русла за межами водобою, якій відповідає нормальна глибина  $h_0$ , що визначається з формули Шезі:

$$Q = \omega W \sqrt{i},$$

де  $\omega$  - площа живого перерізу;  $W = W(n, R)$  - швидкісна характеристика;  $n$  - коефіцієнт шорсткості русла;  $R$  - гідравлічний радіус.

Для визначення похилу тертя скористаємося формулою

$$I = \left( \frac{K_0}{K} \right)^2,$$

де  $K = \omega W$  - витратна характеристика;  $K_0$  - витратна характеристика за межами водобюю.

Швидкісну характеристику будемо визначати за формулою Манінга

$$W = \frac{1}{n} R^{\frac{2}{3}}.$$

В результаті одержуємо рівняння

$$x'' + 2bx' + \frac{2bi}{Fr} \left( 1 - \frac{K_0^2}{K^2} \right) = 0,$$

де  $2b = \frac{1}{\beta}$ ;  $Fr$  - число Фруда, яке визначається за формулою:

$$Fr = \frac{\alpha v^2}{gb}.$$

До нього слід додати початкові умови у вигляді:

$$x(l=0) = x_c, x'(l=0) = 0,$$

де  $x_c$  - відносна глибина у стиснутому перерізі.

Щоб визначити у першому наближенні конфігурацію русла у плані проведемо лінеаризацію рівняння. Одержимо відоме рівняння малих коливань з урахуванням сил тертя:

$$x'' + 2bx' + k^2 x = 0,$$

де  $k^2$  - квадрат частоти коливань, який визначається за формулою:

$$k^2 = \frac{2bi}{Fr_0} \left( \frac{b_0 + \frac{10}{3}h_0}{b_0 + 2h_0} \right);$$

$Fr_0$  - число Фруда рівномірного руху за межами водобійної споруди, яке визначається за формулою:

$$Fr_0 = \frac{\alpha v_0^2}{gb_0}.$$

Залежно від співвідношення коефіцієнтів рівняння мають місце різні форми русла в плані. Якщо  $b$  більше ніж  $k$ , то конфігурація споруди буде приблизно відповідати рішенню:

$$x = \frac{x_c}{b_1 - b_2} (b_1 e^{-b_2 l} - b_2 e^{-b_1 l}),$$

де  $b_1 = b + \sqrt{b^2 - k^2}$ ;  $b_2 = b - \sqrt{b^2 - k^2}$ .

Тобто буде мати вигляд розширення у вигляді струменя, яке використовується у розсіюючому трампліні за швидкотоком для відкидання потоку на безпечну відстань. Необхідно зауважити, що для рівномірного розподілу потоку по ширині дно трампліну повинно бути у вигляді криволінійної поверхні: опуклої у поперечному напрямку і увігнутої у повздовжньому.

Якщо  $b$  менше ніж  $k$ , то конфігурація споруди буде відповідати рішенню:

$$x = \frac{x_c}{k_1} e^{-bl} \sin(k_1 l + \varphi),$$

де  $k_1 = \sqrt{k^2 - b^2}$ ;  $\varphi$  - початкова фаза така, що визначається з рівняння

$$\cos \varphi = \frac{b}{k}.$$

Тобто буде мати вигляд системи розширень і звужень на кшталт водозливів без порогу, амплітуда яких затухає вздовж русла. Якщо  $k$  значно перевищує  $b$ , то водобійна споруда збільшує поперечну шорсткість, яка використовується у швидкотоках для зниження швидкості.

### Література

1. Біловол О.В. Рівняння різкозмінного руху для гідравлічного стрибка // Автомобільний транспорт: сб. науч. Тр. - 2013. - № 32. - С. 111-114.

## УНІВЕРСАЛЬНА ВОДОБІЙНА СПОРУДА

Висока кінетична енергія потоку за багатьма водопропускними і спрягаючими спорудами зазвичай призводить до утворення за ними відігнутого гідравлічного стрибка. Як наслідок, виникає необхідність укріплення русла на значній відстані від споруди. Для скорочення довжини укріплення будуються гасителі енергії. Найбільш поширені водобійні колодязі – місцеві заглиблення у руслі і водобійні стінки – переливні перешкоди, які забезпечують затоплення гідравлічного стрибка у стиснутому перерізі. Відстань кріплення завдяки цьому скорочується на довжину відгону стрибка і додатково – за рахунок скорочення довжини самого стрибка, він стає підпертим.

Водобійний колодязь має перевагу при слабкій основі, коли він простіший у виготовленні. Але він замулюється при низьких періодичних витратах, характерних для більшості малих дорожніх споруд. Заповнення колодязя наносами може привести до утворення відігнутого стрибка, руйнування русла, підмиву самого колодязя та інших споруд. Аналогічна картина може виникнути під час весняного паводку при заповненні колодязя кригою або в разі замерзання води.

Водобійні стінки з отворами в основі, позбавлені цих недоліків. Але вони можуть затримувати плаваючі у воді предмети. Крім того, за стінкою теж може утворитися відігнаний гідравлічний стрибок, що вимагає встановлення другої, а інколи і третьої стінки.

Залишаються ще два питання. Перше полягає в недосконалому (з теоретичної і практичної точок зору) визначенні довжини водобійного колодязя і відстані до водобійної стінки від перепаду або швидкотоку, яке базується на емпіричних формулах. Друге полягає в оптимізації вибору водобійної споруди, яка враховує перераховані вище недоліки кожної з них.

Для розв'язання цих питань можна узагальнити всі перераховані вище методи гасіння кінетичної енергії потоку і скористатися універсальною водобійною спорудою хвилястого профілю, яка за різних умов може нагадувати всі перелічені водобійні споруди і максимально позбавлена недоліків, які вони мають.

Для одержання згаданого хвилястого профілю необхідно сформулювати і розв'язати зворотню задачу визначення профілю дна водобійної ділянки за умови, що похил вільної поверхні буде дорівнювати похилу дна русла за межами водобою. Скористаємося для цього рівнянням різкозмінного руху у прямокутному руслі відносно розподілу глибини вздовж потоку  $h = h(l)$ , яке враховує відцентрові сили інерції

$$\beta \frac{\alpha v^2}{g} \frac{d^2 h}{dl^2} - \frac{dE}{dh} \frac{dh}{dl} + i - I = 0,$$

де  $\alpha$  і  $\beta$  - коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу швидкостей і сил інерції у перерізі. У даному випадку питома енергія перерізу складається тільки з питомої кінетичної енергії

$$E = \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Замінюючи коефіцієнти перед похідними їх середніми значеннями, які відповідають критичній глибині потоку за водобійною спорудою,

$$\frac{dE}{dh} = \frac{E(h'') - E(h')}{h'' - h'}, \beta \frac{\alpha v^2}{g} = \beta \frac{\alpha v_{\kappa}^2}{g} = \beta h_{\kappa},$$

і користуючись показниковим законом

$$i - I = i \left( 1 - \frac{K_0^2}{K^2} \right) = i \left( 1 - \left( \frac{h_0}{h} \right)^x \right),$$

проведемо лінеаризацію рівняння різкозмінного руху. Для цього перейдемо до безрозмірних відхилень від нормальної глибини за формулами

$$h = \frac{h - h_0}{h_0}, l = \frac{l}{h_0},$$

і залишимо тільки члени першого порядку малості

$$i - I = i \left( 1 - \left( \frac{1}{1+h} \right)^x \right) \approx ixh.$$

Тепер лінеаризоване рівняння різкозмінного руху можна записати у вигляді

$$\frac{d^2 h}{dl^2} + 2b \frac{dh}{dl} + k^2 h = 0,$$

де сталі коефіцієнти дорівнюють:

$$2b = \frac{h_0}{\beta h_{\kappa}}, k^2 = \frac{ix}{\beta} \frac{h_0}{h_{\kappa}}.$$

До нього слід додати початкові умови у вигляді:

$$h(l=0) = h_c'', h'(l=0) = 0,$$

де  $h_c''$  - глибина, спряжена до глибини у стиснутому перерізі  $h_c$ , яка визначається з рівняння гідравлічного стрибка

Залежно від співвідношення коефіцієнтів рівняння мають місце різні форми водобійної споруди. Якщо  $b$  більше ніж  $k$ , то конфігурація споруди буде приблизно відповідати рішенню:

$$h = \frac{h_c''}{b_1 - b_2} (b_1 e^{-b_2 l} - b_2 e^{-b_1 l}),$$

де  $b_1 = b + \sqrt{b^2 - k^2}$ ;  $b_2 = b - \sqrt{b^2 - k^2}$ .

Тобто буде мати вигляд водобійного колодязя з криволінійною передньою стінкою або комбінованого водобійного колодязя залежно від співвідношення  $b_1$  і  $b_2$ .

Якщо  $b$  менше ніж  $k$ , то конфігурація споруди буде відповідати рішенню:

$$h = \frac{h_c''}{k_1} e^{-bl} \sin(k_1 l + \varphi),$$

де  $k_1 = \sqrt{k^2 - b^2}$ ;  $\varphi$  - початкова фаза така, що  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{b}{k}$ .

Тобто буде мати вигляд водобійних стінок. Якщо  $k$  значно перевищує  $b$ , то водобійна споруда переходить у багатоступінчастий перепад.

У доповіді запропоновано універсальну водобійну споруду, яка замінює і доповнює традиційні для систем дорожнього водовідведення гасителі енергії у вигляді водобійного колодязя, водобійних стінок, комбінованого водобійного колодязя і багатоступінчастого перепаду.

## Література

1. Біловол О.В. Рівняння різкозмінного руху для гідравлічного стрибка // Автомобільний транспорт: сб. науч. Тр. - 2013. - № 32. - С. 111-114.

Гущин Олег Владимирович, к.т.н., докторант, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля  
Чернецкая-Билецкая Наталья Борисовна, д.т.н., профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСЕЙ, КАК ОСНОВА СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ**

Применение высокоэффективного экологически чистого пневматического транспорта актуально как для больших грузопотоков, так и для небольших технологических систем. Задача рационального использования возможностей пневмотранспорта сыпучих материалов может быть решена на основе снижения энергозатрат, уменьшения эксплуатационных расходов, повышения сроков службы и надежности установок и улучшения экологии окружающей среды. В связи с этим, актуальной проблемой является разработка научно-обоснованной концепции совершенствования пневматического транспорта сыпучих материалов. Данная концепция заключается в разработке новых энергосберегающих способов пневматического транспортирования сыпучих материалов на основе использования структурированных режимов движения аэросмесей.

Обоснована синергетическая концепция самоорганизации и управления движением двухкомпонентного гомогенного и гетерогенного потоков в пневмотранспортном трубопроводе. Современный подход к созданию пневмотранспортных установок, работающих при структурированных режимах работы аэросмесей, базируются на исследовании фазовых состояний и переходов аэросмесей, условий формирования и сохранения на различных участках транспортного трубопровода.

Анализ механики формирования режимов движения аэросмесей показал, что, с точки зрения, энергетических показателей оптимальный режим транспортирования достигается при определенных значениях скорости, подводимого дополнительного воздушного потока и скорости движения структурированного газоматериального потока. Новый концептуальный подход к анализу протекающих в трубопроводе процессов позволил обосновать саморегулирование и массорганизацию процесса движения, как открытой системы, подчиняющейся общим законам синергетики.

Анализ движения аэросмесей и их последовательных переходов, показывает, что, в общем случае, имеет место переход от ламинарного течения в устойчиво турбулентное через ряд неравновесных состояний и переходов, включая волновой и порционный режимы. Анализ возмущений, вызывающих переходы позволил выявить основные закономерности формирования различных режимов течения газоматериальных потоков в транспортном канале. Выявлен многоскоростной эффект движения двух- или многокомпонентных

гетерогенных сред, соответствующих числу компонентов, формирующих эту среду.

Процесс самоорганизации осуществляется формированием последовательности фазных переходов аэросмесей по постоянно повторяющейся схеме.  $P \leftrightarrow X$  (порядок  $\leftrightarrow$  хаос). Принцип производства энтропии формируется:  $\sigma_{\text{неуст.}} > \sigma_{\text{уст.}}$ . Показаны особенности формирования бифуркационных зон в пневмотранспортном трубопроводе при верхнем и нижнем подводе дополнительного воздушного потока.

Улучшение технических показателей достигается интенсификации массопереноса путем энергетической подпитки посредством дополнительно вдуваемых воздушных струй, созданием завихренности потока, вибрационных воздействием на сыпучий материал или объединенным действием нескольких факторов. Улучшению массопереноса способствуют и колебательные процессы, имеющие место в трубопроводе, обусловленные структурированным движением аэросмеси и волнами «сжатия-разрежения» газоматериального потока.

Исследование явлений, происходящих при течении многофазной среды «газ-твердое тело», выполнено с применением методов механики сплошных сред с привлечением аппарата гидроаэродинамики.

На основе использования структурированных режимов движения аэросмеси разработаны новые конструктивные разновидности пневмотранспортных установок для перемещения сыпучих материалов.

### Литература

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 717 с.
2. Гиневский А.С., Колесников А.В., Уханова Л.Н. Вырождение турбулентности потока за двухрядной решеткой цилиндров при противоположном движении рядов.– Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа, 1979, №3, с.17-25.

Егоров Павел Анатольевич, асс., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [egorovpa@online.ua](mailto:egorovpa@online.ua)

### **О ВЛИЯНИИ ЖЕСТКОСТИ ОСНОВАНИЯ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НЕСТАЦИОНАРНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ**

При проведении экспериментальных исследований часто возникает вопрос об адекватности полученных данных. Так при тензометрическом исследовании высокоскоростных процессов нестационарного деформирования элементов конструкций могут наблюдаться существенные некорректности,

связанные с недостаточной жесткостью основания, на котором закреплен исследуемый объект.

С использованием разработанного на кафедре деталей машин и ТММ ХНАДУ измерительного комплекса было произведено исследование деформирования шарнирно-опертой балки при ударном нагружении. Для исследования характера влияния фундамента на процесс деформирования, закрепленного на нем объекта, было произведено две серии экспериментов. В первом случае шарнирно-опертая балка монтировалась на стальном рамном каркасе с жесткостью в направлении приложения нагрузки на исследуемый объект равной  $2,7 \cdot 10^8 \text{ Па} \cdot \text{м}^2$  и массой 17 кг (рис.1. серая), во втором случае использовался аналогичный стальной каркас усиленный бетоном, при этом жесткость и масса составили  $5,7 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{м}^2$  и 180 кг соответственно (рис.1. черная кривая).

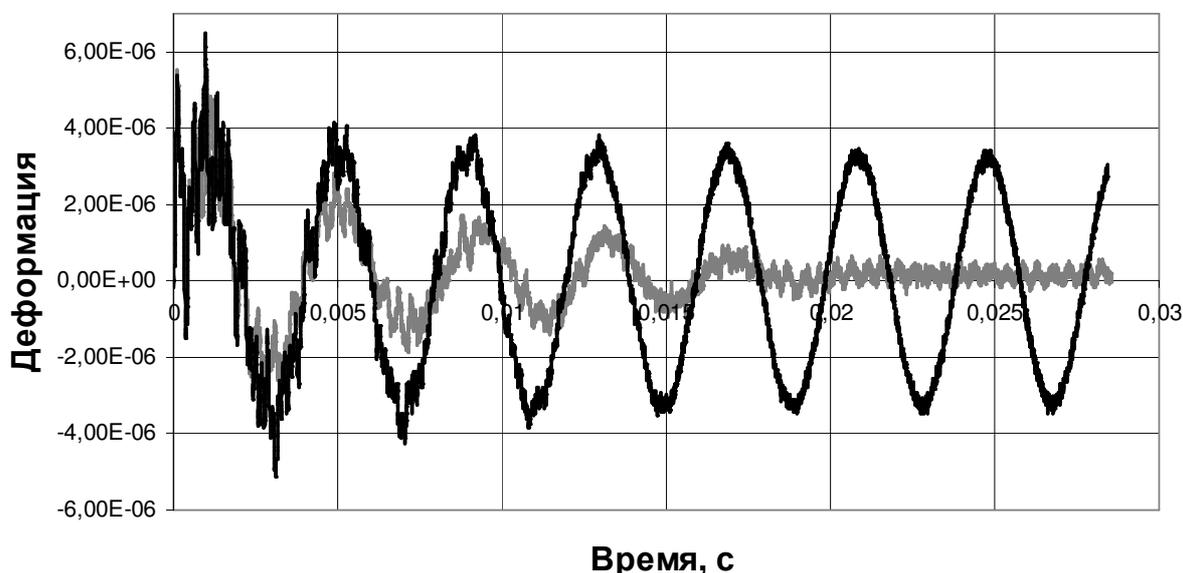


Рисунок 1 – Деформация балки

Как видно из представленных графиков, уменьшение жесткости основания обуславливает явления «излишней» диссипации энергии в колебательном контуре, что происходит вследствие перераспределения нагрузок между исследуемым объектом и основанием. Указанные явления необходимо учитывать при построении расчетной модели. Таким образом, можно сделать вывод, что для исследования высокоскоростных деформационных процессов необходимо обеспечить достаточную жесткость основания и крепления исследуемых объектов.

Ильченко Андрей Владимирович, к.т.н, доцент, Житомирский государственный технологический университет, avi\_7@ramble.ru

Ломакин Владимир Александрович, старш. преподаватель, Житомирский государственный технологический университет, lemru@mail.ru

## НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ MeM3-2457 С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЕГО КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) кардинально изменяются под действием технического прогресса. Теперь сугубо механические системы заменяются мехатронными, функционально превосходящими своих предшественников. Некоторые механические системы и устройства в ДВС навсегда уступают место новым. Это позволяет улучшить эффективность работы двигателей, сделать их экологически более безопасными. Особое внимание требуют сопутствующие процессы, которые не могли быть учтены раньше в полном объеме. Это приводит к появлению новых систем в ДВС или к их существенной трансформации.

Кинематика работы элементов кривошипно-шатунного механизма порождает изменение приведенного момента инерции ДВС на протяжении оборота, которым часто пренебрегают. Но есть целый ряд задач, где необходимо учитывать изменение приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма [1]. Моделирование неравномерности хода двигателя MeM3-2457 является одной из таких задач.

В результате индицирования двигателя MeM3-2457 была получена его индикаторная диаграмма [2], исходя из которой можно получить суммарный момент внешних сил  $M$ , а затем составить уравнение частоты вращения коленчатого вала в энергетической форме, рад/с:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi} M(\varphi) d\varphi}{I_n} + \frac{I_n^{нач}}{I_n} \omega_{нач}^2}, \quad (1)$$

где  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, рад;  $I_n$  – приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма ДВС,  $кг \cdot м^2$ ;  $\varphi_{нач}$ ,  $I_n^{нач}$ ,  $\omega_{нач}$  – значения угла поворота коленчатого вала, рад.; приведенного момента инерции,  $кг \cdot м^2$  и частоты вращения в начальный момента времени рад/с.

Проведя необходимые расчеты, получен график неравномерности хода двигателя MeM3-2457 (рис. 1). Для возможности сравнения, на рис. 1 изображено два случая неравномерности хода ДВС, исходя из того, что приведенный момент инерции  $I_n$  считается постоянным и переменным при определении суммарного момента внешних сил  $M$ . Как видно из рис. 1 на этом режиме работы ДВС изменение приведенного момента инерции улучшает показатели неравномерности хода коленчатого вала ДВС с  $\delta=0,416$  до  $\delta=0,169$ . Если сравнить форму кривой частоты вращения с экспериментальными

данными, то кривая частоты вращения с учетом изменения приведенного момента инерции по положению максимумов и минимумов (фазы колебаний) совпадают с коэффициентом детерминации 0,812.

Значительные отличия абсолютных значений неравномерности хода в теоретической и экспериментальной моделях связаны с влиянием колебательных процессов, особенно учитывая то, что резонансная частота собственных колебаний коленчатого вала составляет 3463 об/хв.

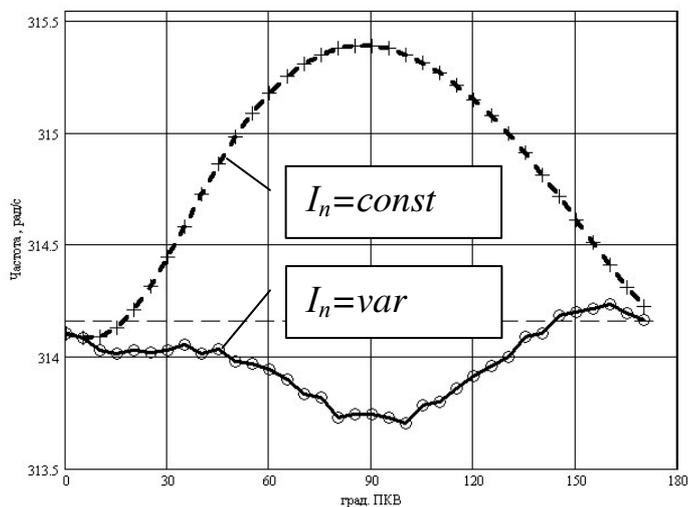


Рисунок 1 – Изменение частоты вращения коленчатого вала ДВС MeM3-2457 за оборот.

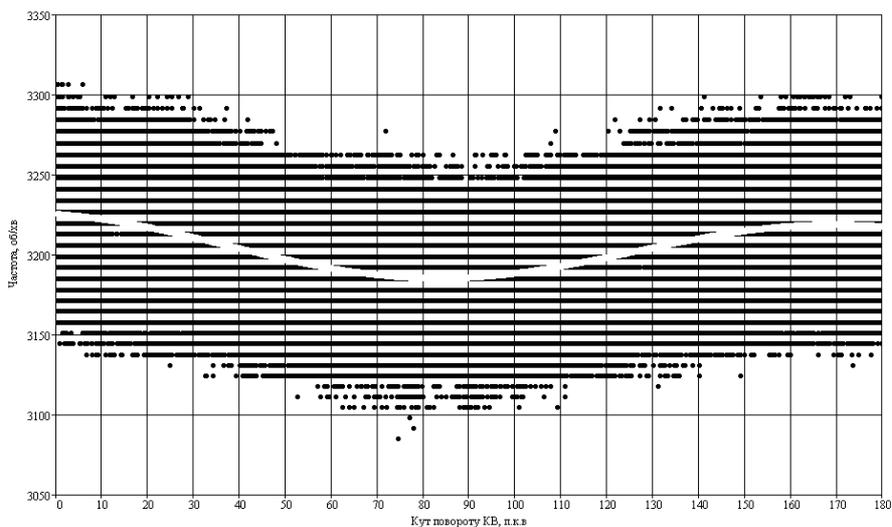


Рисунок 2 – Экспериментальные данные и регрессионная модель неравномерности хода двигателя MeM3-245-7 [1].

### Литература

1. Ломакин В.А. Маховики переменного момента инерции для поршневых двигателей (теоретические основы разработки и практическое применение)/ В.А. Ломакин, А.В. Ильченко; Научная монография. – Saarbrücken, Germany: LAP Lambert Academic Publishing, 2015. – 112с. – Библиогр.: с.94 - 103. – ISBN-13 978-3-659-71200-5.

2. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: дис. канд. техн. наук / О.М. Захарченко – Київ, 2008.

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ НА ТОРЦЕВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ТУРБИН

Стремление к дальнейшему повышению тягово-экономической эффективности современных газотурбинных установок привело к созданию высокоперепадных и высокотемпературных газовых турбин. При проектировании таких турбин отношение высоты лопаток  $h$  к шагу их установки в лопаточных венцах  $t$  уменьшается и при температуре газа на входе в турбину  $T_{г}^* = (1500...1700) \text{ К}$  относительная высота лопаток  $\bar{h} = h/t$  становится  $\leq 1$ . В этом случае в межлопаточных каналах сопловых аппаратов имеет место сложное трехмерное вихревое течение, которое занимает практически все сечение канала. На рис. 1 показана структура вторичных течений в соответствии с данными [1].

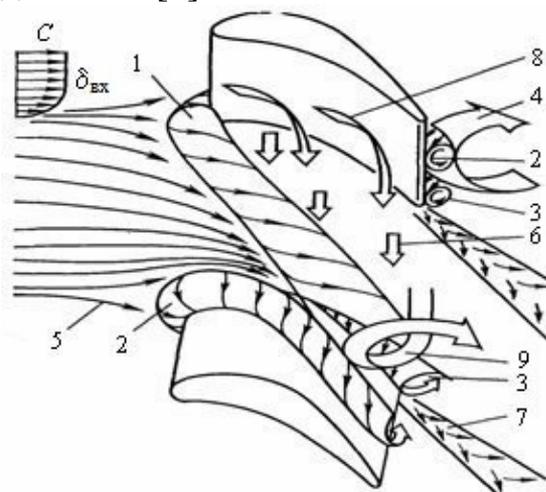


Рисунок 1 – Структура вторичных течений в сопловом аппарате газовой турбины: 1, 2 – ветви подковообразного вихря; 3 – угловой вихрь; 4 – канальный вихрь; 5 – линии тока; 6 – поперечные течения; 7 – вихревая пелена; 8 – стекание линий тока; 9 – натекание линий тока

В настоящее время около 60% омываемой газом площади лопаточных венцов турбины приходится на торцевые поверхности межлопаточных каналов. Очевидно, что: уменьшение  $\bar{h}$  ведет к увеличению доли площади торцевой поверхности лопаточных венцов, а стремление к увеличению  $T_{г}^*$  требует всё более эффективной её тепловой защиты; выигрыш от повышения  $T_{г}^*$  будет тем больший, чем меньше будут потери энергии на охлаждение. Проблему существенной противоречивости требований при проектировании систем охлаждения горячих частей турбины необходимо решать путём оптимизации способов их охлаждения и конструирования, а также путём внедрения надежных методик расчета граничных условий теплоотдачи торцевых поверхностей межлопаточных каналов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследования [1...3] показывают, что торцевые стенки имеют значительную неравномерность локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ . Это обусловлено наличием пространственного пограничного слоя и влиянием вторичных течений. Отдельные аспекты теплообмена около торцевой поверхности рассмотрены в работах [2, 3]. В этих работах нет общей методики расчёта граничных условий теплоотдачи на торцевых поверхностях сопловых аппаратов турбин в условиях интенсивных вторичных течений, что делает результаты этих работ малопригодными для разработки и проектирования систем их тепловой защиты.

**Цель и постановка задачи.** В настоящей работе предложен способ определения локальных коэффициентов теплоотдачи на торцевых поверхностях сопловых аппаратов турбин при отношении  $\bar{h} \leq 1,0$  и различной толщине пограничного слоя на входе в лопаточный венец.

**Результаты исследования.** Анализ подобия выполнен для условий стационарного теплообмена; критерии подобия определены методом приведения уравнений к безразмерному виду; использована система криволинейных координат Мэйджера (см. рис. 2).

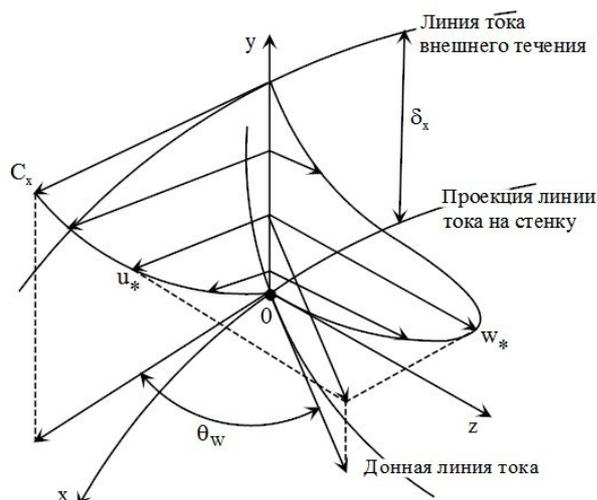


Рисунок 2 – Система координат и профиль скорости трёхмерного пограничного слоя

Приняты обозначения:  $p$ ,  $T_f$  – давление и температура в ядре потока газа;  $T_w$  – температура стенки;  $C$  – скорость потока на внешней границе пограничного слоя;  $u$ ,  $v$ ,  $w$  – проекции вектора скорости  $C$  на оси криволинейной системы координат;  $\rho$  – плотность газа в ядре потока. За масштаб длины выбрана хорда профиля  $b_0$ , скорости отнесены к среднерасходной скорости на входе в объект исследования  $C_1$ , температуры к температуре на входе  $T_{f1}$ , давления – к удвоенному динамическому напору  $\rho_1 \cdot c_1^2$ . Безразмерные величины отмечены чертой сверху, например:  $\bar{u} = u/c_1$ ;  $\bar{x} = x/b_0$ ;  $\bar{c} = c/c_1$  и т.д.

Анализ системы дифференциальных уравнений и условий однозначности показывает, что структура критериального уравнения, описывающего

локальный стационарный конвективный теплообмен на торцевых поверхностях сопловых аппаратов турбин, имеет вид

$$Nu = f \left( Re, Pr, \operatorname{tg} \theta_w, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}, \frac{\bar{z}}{\bar{R}}, \frac{T_w}{T_f}, \frac{T_f^*}{T_f} \right), \quad (1)$$

где  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  – локальные числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля;  $\operatorname{tg} \theta_w$  – критерий характеризующий степень “закрученности” профиля скорости пространственного пограничного слоя ( $i_w$  – угол отклонения продольной составляющей скорости  $\bar{u}$  от направления  $\bar{c}$  при  $y \rightarrow 0$ , см. рис. 2);  $1/\bar{\rho} \cdot (\partial \bar{p} / \partial \bar{x})$ ,  $1/\bar{\rho} \cdot (\partial \bar{p} / \partial \bar{z})$  – критерии отражающие влияние на теплообмен продольного и поперечного градиентов давления;  $\bar{z}/\bar{R}$  – критерий учитывающий изменение кривизны линий тока внешнего течения по ширине канала;  $T_w/T_f$  и  $T_f^*/T_f$  – комплексы, отражающие влияние неизотеричности и сжимаемости течения.

Модельные исследования газодинамики и теплообмена на торцевых поверхностях, организованы так, чтобы исключить влияние ряда факторов, входящих в функциональную зависимость (1). Эксперименты проведены в квазиизотермических условиях и в диапазоне чисел Маха, исключая влияние сжимаемости потока. Поэтому в модельных исследованиях из (1) можно исключить комплексы:  $T_f^*/T_f$  и  $T_w/T_f$ . Кроме того, хорошо известна критериальная зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи  $Nu_o$  плоской гладкой поверхности, находящейся в безградиентном квазиизотермическом потоке газа, от чисел Рейнольдса  $Re$  и Прандтля  $Pr$ :

$$Nu_o = 0,0296 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}, \quad (2)$$

здесь  $Nu_o$ ,  $Re$  – локальные числа Нуссельта и Рейнольдса.

Уравнение (2) позволяет учесть влияние на теплообмен чисел  $Re$  и  $Pr$ , и тем самым сократить степень неопределенности функциональной зависимости (1). Вдоль средней линии канала критерий  $\bar{z}/\bar{R}$  отсутствует в (1), поэтому для неё можно записать

$$\frac{Nu}{Nu_o} = f \left( \operatorname{tg} \theta_w, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right). \quad (3)$$

При изучении процесса теплоотдачи на торце в области вогнутой и выпуклой поверхности профиля в правую часть зависимости (3) необходимо ввести критерий  $\bar{z}/\bar{R}$

$$\frac{Nu}{Nu_o} = f \left( \operatorname{tg} \theta_w, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}, \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}, \frac{\bar{z}}{\bar{R}} \right). \quad (4)$$

Таким образом, при обобщении опытных данных по теплообмену на торцевых поверхностях сопловых аппаратов в критериальное уравнение теплообмена на пластине (2) необходимо вводить дополнительные критерии, учитывающие воздействие на теплообмен продольного и поперечного градиентов давления, вторичных течений и изменение кривизны линий тока внешнего течения по ширине канала. Комплекс  $1/\bar{\rho} \cdot (\partial \bar{p} / \partial \bar{x})$ , можно заменить,

используя метод эффективной длины. Согласно [4] целесообразно пользоваться относительной эффективной длиной, поскольку она не зависит от условий на входе в объект исследования. Если принять за характерные величины скорости и плотности их среднemasсовые значения на входе в межлопаточный канал, а в качестве характерной длины хорду профиля, то можно записать:

$$\bar{x}_{\text{эфф}} = \frac{x_{\text{эфф}}}{x} = \frac{\int_0^{\bar{x}} \bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot d\bar{x}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot \bar{x}}, \quad (5)$$

где  $x$  – текущее значение продольной криволинейной координаты.

Из рис. 2 следует, что при  $y = \delta$ ,  $\bar{u} = \bar{c}$ , тогда

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{c}^2 \cdot b_0}{R}, \quad (6)$$

где  $(\bar{\rho} \cdot \bar{c}^2 \cdot b_0)/R$  – безразмерная центробежная сила, действующая на частицы жидкости и уравновешивающая поперечный градиент давления на внешней границе пограничного слоя;  $\delta$  – толщина пограничного слоя;  $b_0/R$  – относительная кривизна характерных линий исследуемой поверхности.

Влияние вторичных течений учитывает критерий  $\text{tg}\theta_w$ , величина которого отражает степень пространственности потока. Кроме того, на теплоотдачу торцевой поверхности в области вогнутой и выпуклой стенок профиля, оказывает влияние дополнительный фактор, обусловленный канальным вихрем. Суть его влияния проявляется в эффектах “вдува” потока в пограничный слой у вогнутой стенки, и “отсоса” у выпуклой. Эти дополнительные эффекты в области вогнутой и выпуклой стенок профиля учитываются критерием  $\bar{z}/\bar{R}$ .

При изменении высоты канала и толщины пограничного слоя на входе, очевидно, интенсивность вторичных течений меняется. Кроме того, при изменении высоты профилей имеет место нарушение геометрического подобия объектов исследования. Поэтому критерий  $\bar{z}/\bar{R}$  необходимо использовать в виде  $d_{\text{экв}}/R$ . Здесь  $d_{\text{экв}} = 4F/\Pi$  – эквивалентный диаметр канала;  $F$ ,  $\Pi$  – текущее значение площади и периметра поперечного сечения канала;  $R$  – текущий радиус кривизны характерных линий канала. Площадь и периметр можно определить по формулам:

$$F = L_{\text{экв}} \cdot h; \quad \Pi = 2 \cdot (L_{\text{экв}} + h), \quad (7)$$

где  $L_{\text{экв}}$  – текущая длина эквипотенциали;  $h$  – высота канала.

Таким образом, неопределённость уравнений (3), (4) сводится к выявлению степени влияния критериев (5), (6),  $\text{tg}\theta_w$  и  $d_{\text{экв}}/R$  на теплоотдачу к торцевой поверхности. Степень влияния каждого из этих факторов можно найти при неизменных остальных критериях. В соответствии с (3), (4) могут быть получены уравнения подобия. При их записи необходимо использовать

принцип суперпозиции отдельных воздействий. С учетом этого принципа критериальное уравнение для средней линии канала примет вид

$$Nu = Nu_0 \cdot \epsilon_R \cdot \epsilon_B \cdot \epsilon_F . \quad (8)$$

В области вогнутой и выпуклой стенок профиля критериальное уравнение записывается как:

$$Nu = Nu_0 \cdot \epsilon_R \cdot \epsilon_B \cdot \epsilon_F \cdot \epsilon_* , \quad (9)$$

где  $\epsilon_R$ ,  $\epsilon_B$ ,  $\epsilon_F$ ,  $\epsilon_*$  – степенные функции, учитывающие влияние кривизны линий тока, пространственности течения, продольного градиента давления, эффектов в области вогнутой и выпуклой стенок профиля, соответственно.

Аналитические выражения функций имеют вид:

$$\epsilon_R = \left( 1 + \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{c}^2 \cdot b_0}{R} \right)^n ; \quad \epsilon_B = (1 + \operatorname{tg} \theta_w)^m ;$$

$$\epsilon_F = \left( \frac{\int_0^{\bar{x}} \bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot d\bar{x}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot \bar{x}} \right)^k ; \quad \epsilon_* = \left( 1 + \frac{d_{\text{экр}}}{R} \right)^s ,$$

где  $n$ ,  $m$ ,  $k$ ,  $s$  – константы.

Вид функций выбран из условия отсутствия их влияния на уравнение подобия при отсутствии учитываемых ими факторов в данном месте поверхности. Локальные значения газодинамических и тепловых величин, необходимые для расчета функций  $\epsilon_R$ ,  $\epsilon_B$ ,  $\epsilon_F$ ,  $\epsilon_*$  и  $Nu/Nu_0$  в заданном диапазоне изменения граничных условий, требуется определить опытным путем.

## Литература

1. Сивердинг, С.Н. Современные достижения в исследовании основных особенностей вторичных течений в каналах турбинных решеток / С.Н. Сивердинг // Энергет. машины и установки. - 1985. - № 2. - С. 1 – 15.
2. Экспериментальное исследование теплообмена на торцевых поверхностях и лопатках в крупномасштабной турбинной решетке / М.Ф. Блэр, Р.А. Грациани, Ж.Р. Тэйлор, Р.Е. Мэйл // Энергет. машины и установки. - 1980. - № 2. - С. 29 – 39.
3. Исследование локального теплообмена на торцевой поверхности модели соплового аппарата / А.А. Халатов, К.И. Капитанчук, А.С. Коваленко, А.Н. Труфанов // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1986. - № 2. - С. 68 – 80.
4. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике: учеб. для авиационных специальностей вузов / В.С. Авдуевский, Б.М. Галицейский, Г.А. Глебов и др.; под общ. ред. В.С. Авдуевского, В.К. Кошкина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Макаров Степан Андрійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ТИПОВОГО ЕЛЕМЕНТУ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ОПОРНИХ КОНСТРУКЦІЙ**

Більшість сучасних опорних конструкцій для постійної експлуатації виготовляють з залізобетону. Найбільш розповсюдженими опорними конструкціями є мости та фундаменти. Перший залізобетонний міст було побудовано за патентом Монье у 1875 році. За століття залізобетон став одним з традиційних матеріалів при будівництві найрізноманітніших конструкцій. Побудовані з залізобетону конструкції мають вражаючі розміри: найбільша у світі магістральна дорога - Даньян-Куньшанський віадук (КНР) має довжину 164,8 км. Сучасне транспортне, цивільне та промислове будівництво використовує залізобетонні конструкції різної форми та складу [1]. Проте для рамних мостів та фундаментів найбільш розповсюдженим елементом є балка з прямокутним перетином [1, 2] (рис. 1). Існують різні схеми дослідження міцності балок із залізобетону [1 - 4]. Більшість розроблених методів базуються на використанні гомогенних моделей, що враховують внутрішній склад залізобетонних балок лише узагальнено. Ці методи дозволяють оцінити міцність залізобетонних конструкцій, проте не дозволяють оптимізувати структуру окремих елементів та провести докладний аналіз напружено-деформованого стану її складових частин. Тому сучасний розвиток методів розрахунку залізобетонних конструкцій базується на безпосередньому врахуванні їх структури [2].



Рисунок 1 - Ціндаоський міст через затоку Цзяочжоу (КНР), довжина 42,5 км, 5200 залізобетонних опор

Пропонується метод дослідження міцності типових елементів залізобетонних опорних конструкцій на базі розрахункових моделей, що враховують їх внутрішню структуру. Залізобетон є композитом та складається з арматури, а також суміші бетону з наповнювачем. З урахуванням тривалої експлуатації залізобетону його характеристики та параметри всіх його елементів є випадковими величинами. Їх можна поділити на три групи: характеристики бетону з наповнювачем, параметри арматури та набір пошкоджень композиту. Позначимо наступні вектори:  $\{\bar{Y}(\bar{I}, \bar{J})\}$  – структура окремого елемента опори;  $\{\bar{I}\}$  – параметри армування;  $\{\bar{J}\}$  – характеристики бетону з наповнювачем;  $\{\bar{O}\}$  – ушкодження опорного елемента. Вектори  $\{\bar{Y}(\bar{I}, \bar{J})\}$  та  $\{\bar{I}\}$  мають детермінований початковий стан, що встановлено технічним проектом, проте при будівництві та експлуатації набувають стохастичний характер. Таким чином всі зазначені вектори є випадковими та залежать від часу. Результати експериментальних досліджень залізобетону за першою категорією тріщиностійкості [1 - 3] показали, що у цьому випадку характеристики  $\{Y(t)\}$ ,  $\{I(t)\}$ ,  $\{J(t)\}$ ,  $\{O(t)\}$  можна розглядати як квазістатичні процеси. Для аналогічного висновку щодо інших категорій тріщиностійкості потрібно провести аналіз окремого робочого стану конструкції або використовувати спеціалізовані моделі.

Загальне рівняння міцності для одного елемента або всієї залізобетонної опорної конструкції:

$$L(t, \{Y(t)\}, \{I(t)\}, \{J(t)\}, \{O(t)\}) \{q(t)\} = \{R(t)\}, \quad (1)$$

де  $L(t, \{Y(t)\}, \{I(t)\}, \{J(t)\}, \{O(t)\})$  – диференціальний матричний оператор з квазістатичною випадковою структурою,

$\{R(t)\}$  - вектор випадкового зовнішнього навантаження.

Оператор  $L(t, \{Y(t)\}, \{I(t)\}, \{J(t)\}, \{O(t)\})$  можна розкласти на дві типові частини: детермінований залежний від часу оператор  $L_{det}$ , що визначається середніми значеннями  $\{\bar{Y}(t)\}$ ,  $\{\bar{I}(t)\}$ ,  $\{\bar{J}(t)\}$ ,  $\{\bar{O}(t)\}$  та оператор змінної випадкової структури та параметрів  $L_{var}$ , що визначається випадковими центрованими складовими  $\{Y_0(t)\}$ ,  $\{I_0(t)\}$ ,  $\{J_0(t)\}$ ,  $\{O_0(t)\}$ :

$$\begin{aligned} L(t, \{Y(t)\}, \{I(t)\}, \{J(t)\}, \{O(t)\}) = \\ = L_{det}(\{\bar{Y}(t)\}, \{\bar{I}(t)\}, \{\bar{J}(t)\}, \{\bar{O}(t)\}) + \\ + L_{var}(\{Y_0(t)\}, \{I_0(t)\}, \{J_0(t)\}, \{O_0(t)\}) \end{aligned} \quad (2)$$

Для моделювання опорних елементів з урахуванням геометрії складових частин зручно використовувати метод скінчених елементів (МСЕ) [5, 6]. Згідно з МСЕ рівняння (1) можна записати у наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
& [M_{\text{det}}(\{\bar{Y}\}, \{\bar{I}\}, \{\bar{J}\}, \{\bar{O}\}) + M_{\text{var}}(\{Y_0\}, \{I_0\}, \{J_0\}, \{O_0\})] \{\ddot{q}\} + \\
& + [C_{\text{det}}(\{\bar{Y}\}, \{\bar{I}\}, \{\bar{J}\}, \{\bar{O}\}) + C_{\text{var}}(\{Y_0\}, \{I_0\}, \{J_0\}, \{O_0\})] \{\dot{q}\} + \\
& + [K_{\text{det}}(\{\bar{Y}\}, \{\bar{I}\}, \{\bar{J}\}, \{\bar{O}\}) + K_{\text{var}}(\{Y_0\}, \{I_0\}, \{J_0\}, \{O_0\})] \{q\} = \{R(t)\}
\end{aligned} \tag{3}$$

Для задач статичної міцності співвідношення (3) має спрощений вигляд:

$$[K_{\text{det}}(\{\bar{Y}\}, \{\bar{I}\}, \{\bar{J}\}, \{\bar{O}\}) + K_{\text{var}}(\{Y_0\}, \{I_0\}, \{J_0\}, \{O_0\})] \{q\} = \{R(t)\} \tag{4}$$

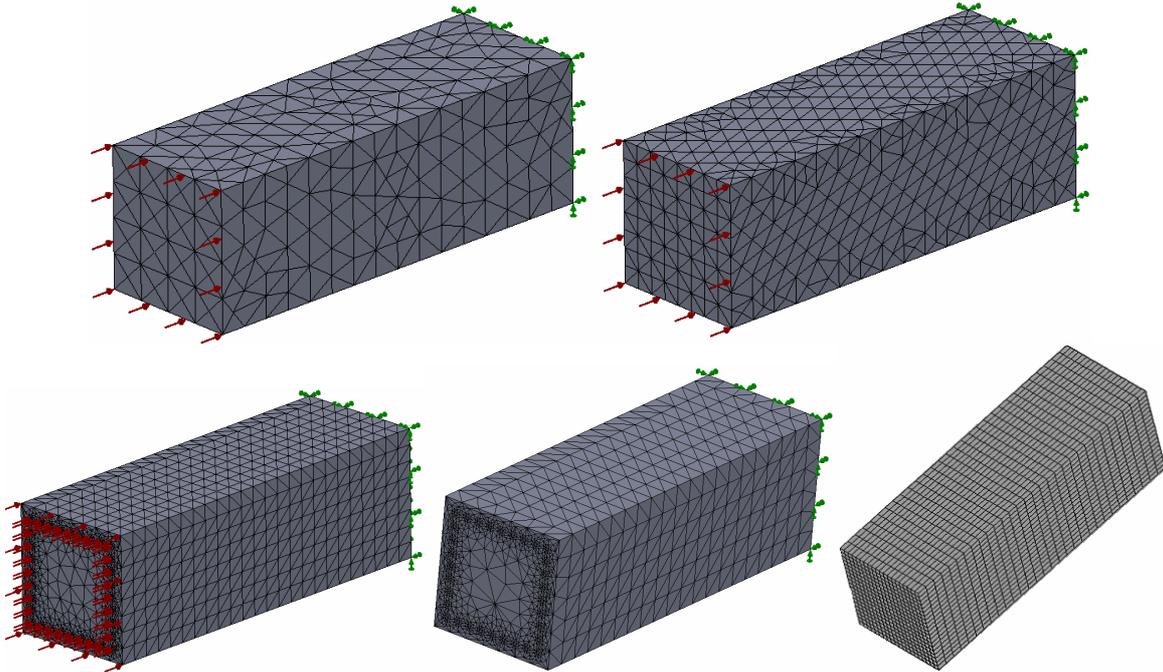


Рисунок 2 – Моделі залізобетонного елемента 1, 2, 3, 4, 5

Для типового елемента опорної залізобетонної конструкції у вигляді балки з квадратним перетином було побудовано кілька серій розрахункових скінчено-елементних моделей (рис. 2). Навантаження балки – рівномірний тиск по площині 1 кПа. Граничні умови – жорстке кріплення з протилежного боку від навантаження. Параметри моделей та аналіз похибки обчислення напруг при гомогенній структурі наведені у таблиці 1. Бетон з наповнювачем моделювався об'ємними скінченими елементами. Арматура моделювалась стрижневими скінченими елементами. Розглядається міцність за першою категорією тріщиностійкості, тому арматура має щільний контакт з бетоном. Розмір перетину - 1x1 м, довжина балки - 3 м.

Таблиця 1 – Параметри скінчено-елементних моделей

Модель	Кількість скінчених елементів	Кількість вузлів	Кількість ступенів волі	Макс. напруги, Па	Відносна похибка, %
1	3282	774	2199	1017,0	1,70

2	7218	1606	4575	1021,2	2,12
3	84818	14861	41856	1067,0	6,7
4	65563	11606	32325	1029,4	2,94
5	43020	44206	137295	1017,7	1,7

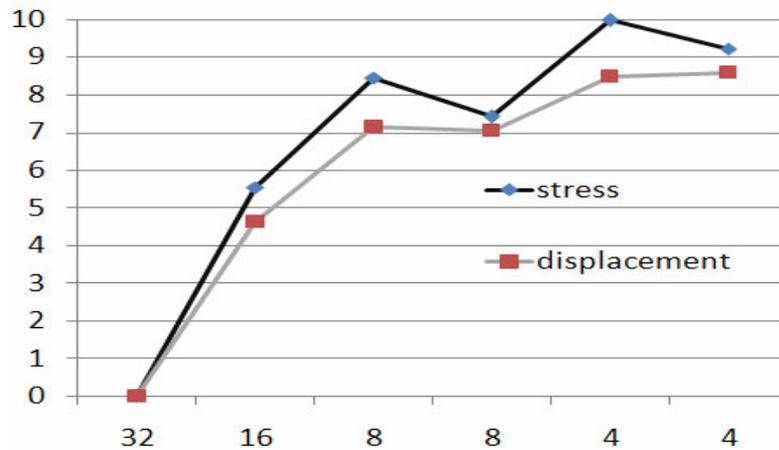


Рисунок 3 – Напруги та переміщення за моделлю 4

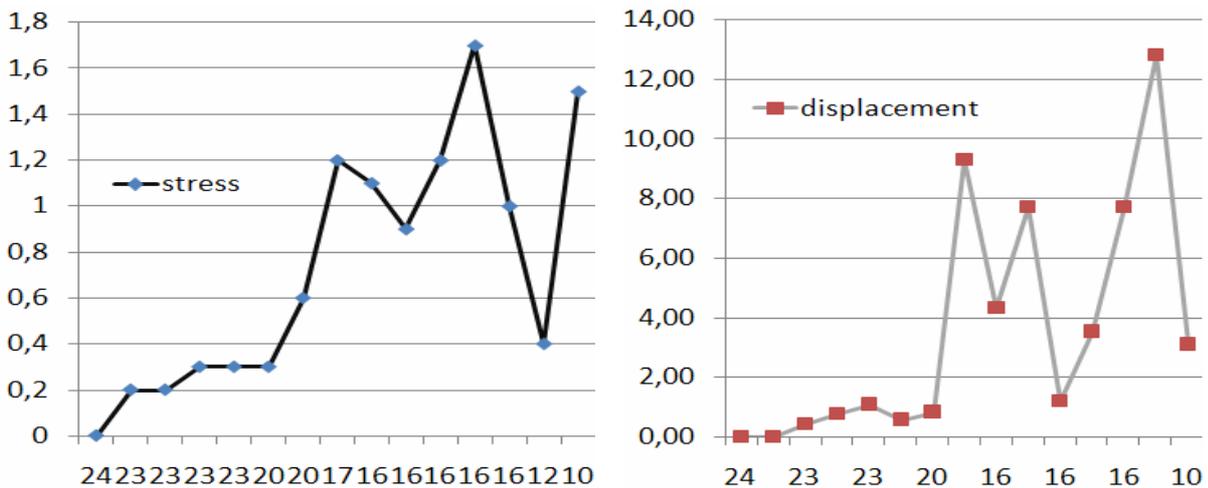


Рисунок 4 – Напруги та переміщення за моделлю 5

Було проведено розрахунки напруг та переміщень при різних параметрах векторів армування  $\{\bar{I}\}$  та бетону  $\{\bar{J}\}$ . Результати за моделлю 4 (базова кількість арматур 32) показано на рис. 3, а за моделлю 5 (базова кількість арматур 24) – на рис. 4. На рис. 3 та 4 горизонтальна шкала – кількість арматури, вертикальна шкала – відхилення від базового варіанту у процентах. Однакова кількість арматур з різними значеннями відхилень напруг або переміщень відповідають різному розміщенню арматури.

В результаті роботи розроблено модель дослідження міцності типового елемента залізобетонної опорної конструкції, а також серії розрахункових моделей. Проведено розрахункові дослідження напруг та переміщень типового елемента. Визначено чутливість напруг та переміщень до параметрів армування та фізичних характеристик складових елементів залізобетонного елемента.

## Література

1. Пересыпкин Е.Н. Расчет стержневых железобетонных элементов.-М.: Стройиздат, 1998.- 168 с.
2. Чистяков Е.А. Основы теории, методы расчета и экспериментальные исследования несущей способности сжатых железобетонных элементов при статическом нагружении: Автореф. дис. докт. техн. наук.-М., 1988.- 48 с.
3. Scott B.D., Park R., Priestly M.J.N. Stress-Strain Behavior of Concrete Confined by Overlapping Hoops at Low and High Stress Rates // ACI J. Proc. V. 79, 12, Jan.-Feb., 1982. - p. 13-27.
4. Soroushian P., Obaseki K. Strain Rate-Dependent Interaction Diagrams for Reinforced Concrete Sections // ACI J. Proc. V.83, 43, Jan.-Feb. 1986, p. 108-116.
5. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Харьков: Основа,1991.-271с.
6. Жовдак В.О., Красников С.В., Степченко О.С. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров // Проблемы машиностроения. – Харків: “Контраст“. - 2004. - Т.7, № 3. - С. 39 – 47.

Малахов Евгений Сергеевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [malahov1234@gmail.com](mailto:malahov1234@gmail.com)

## ПРЯМАЯ ЗАДАЧА ДЛЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ТРЕХ СТРУН

Целью данной работы является определение сил контактного взаимодействия между струнами в сложной системе. Рассматривается система из трех закрепленных струн конечных длин (рис. 1), две из которых параллельны, а третья пересекает их. Предполагается, что в точке контакта двух струн их перемещения полностью совпадают. К одной из струн приложена сосредоточенная нагрузка  $F_0(x,t) = P(t)\delta(x - x_0)$ , которая вызывает нестационарные колебания исследуемой системы.

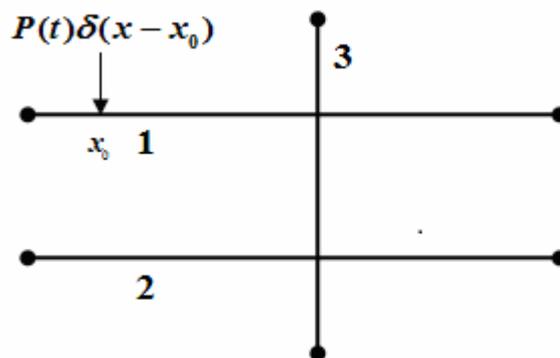


Рисунок 1 – Исследуемая система струн

Колебания одной струны могут быть описаны одномерным волновым уравнением:

$$\rho \cdot a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - F(x, t) \quad (1)$$

где  $u$  – искомые перемещения,  $\rho$  – плотность струны,  $F(x, t)$  – плотность распределения внешних сил,  $a = \sqrt{T/\rho}$  – скорость распространения волны ( $T$  – натяжение струны).

Решение такого уравнения может быть получено при помощи метода Фурье: разделяя переменные, определяем решение как разложение перемещений в ряд по синусам:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} u_k(t) \sin(\pi k x / l),$$

где  $l$  – длина струны. После ортогонализации получается множество обычных дифференциальных уравнений относительно неизвестных коэффициентов  $u_k(t)$ , которые определяются с помощью интегрального преобразования Лапласа.

В случае трех струн можно записать следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \rho_1 a_1^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} &= \rho_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - F_0(x, t) + R_{13} \\ \rho_2 a_2^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} &= \rho_2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + R_{23} \\ \rho_3 a_3^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} &= \rho_3 \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} + R_{31} + R_{32} \end{aligned}, \quad (2)$$

где  $R_{ij}$  – сила контакта  $i$  и  $j$  струн. Данная система дополняется дополнительными: граничными условиями, которые представляют собой равенство нулю перемещений в точках закрепления струн (на концах отрезка); начальными условиями – равенство нулю перемещений и скорости в начальный момент времени; кинематическими условиями – совпадение перемещения струн в точках контакта; и условиями антисимметричности контактных сил  $R_{ij} = -R_{ji}$ . Аналогично решению для одной струны, были получены уравнения для трех струн, которые представлены разложениями в ряды Фурье через неизвестные контактные силы. Для их отыскания были использованы кинематические условия, после чего данная система преобразовалась к двум уравнениям Вольтерра 1-го рода (3):

$$\begin{cases} \int_0^t R_{13}(\tau)K_{31}(t-\tau)d\tau - \int_0^t R_{23}(\tau)K_{13}(t-\tau)d\tau = u_{01}(t), \\ \int_0^t R_{13}(\tau)K_{31}(t-\tau)d\tau - \int_0^t R_{23}(\tau)K_{13}(t-\tau)d\tau = 0 \end{cases} \quad (3)$$

где  $K_{ij}(t-\tau)$  – несимметричные ядра, определяющие действие  $i$  струны на  $j$ ;  $u_{01}(t)$  – перемещения первой струны под действием приложенной нагрузки. Приближенное решение системы интегральных уравнений (3) найдено при помощи метода регуляризации Тихонова и квадратурных формул. В результате чего определяются зависимости контактных сил во времени (рис.2).

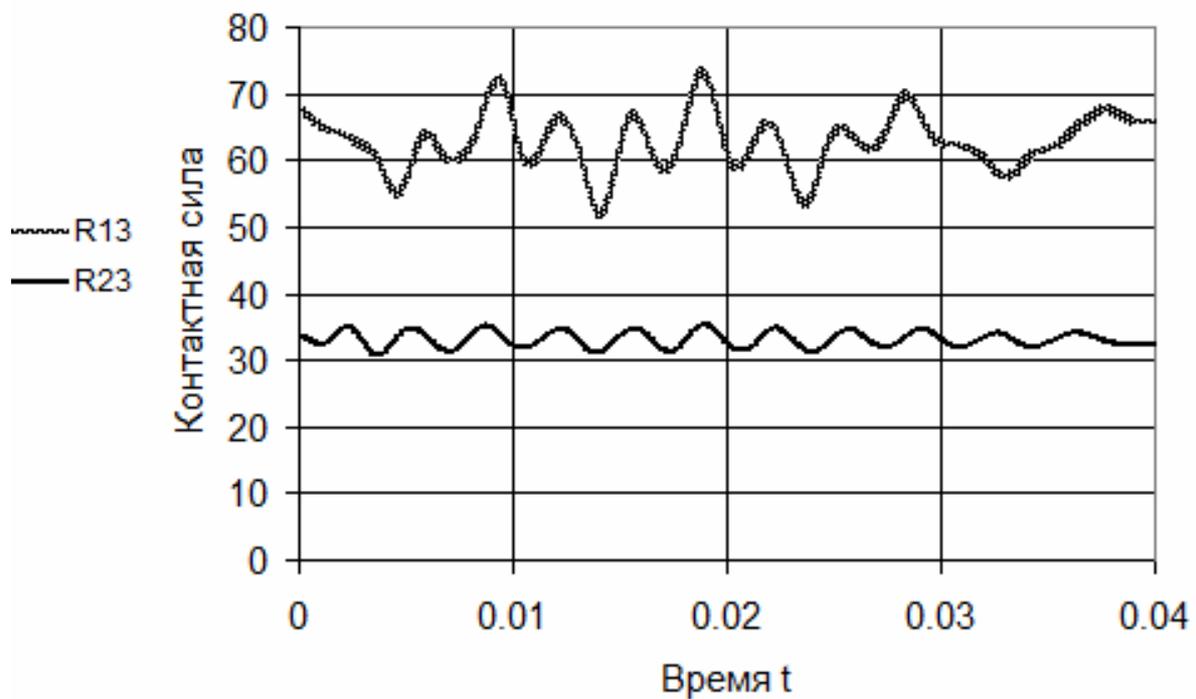


Рисунок 2 – Значения контактных сил, взятые по модулю

По известным контактным силам могут быть вычислены перемещения каждой струны в произвольной точке. Таким образом, в настоящей работе получено устойчивое решение для определения сил контактного взаимодействия между струнами в сложной системе.

Миронов Константин Анатольевич, к.т.н., доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», [cosmir@i.ua](mailto:cosmir@i.ua)

Яковлева Людмила Константиновна, старший преподаватель, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
[lyakovle@inbox.ru](mailto:lyakovle@inbox.ru)

Крупа Евгений Сергеевич, к.т.н., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Кострова Мария Александровна, магистр, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

## **ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ ВЕРТИКАЛЬНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ**

Возрастающие требования к эффективности, кавитационным и прочностным характеристикам гидротурбин обуславливают необходимость решения задач проектирования существующих и вновь разрабатываемых конструкций гидротурбин на основе вычислительной гидродинамики. Использование современных пакетов прикладных программ позволяет решить задачу поиска оптимальных геометрических характеристик проточной части гидротурбины и анализа гидродинамических течений в ней.

В частности, в монографии [1] рассмотрены численные методы решения трехмерных задач гидродинамики несжимаемой жидкости в турбомашинах, в том числе для поворотно-лопастных и низконапорных радиально-осевых гидротурбин. В [2] обсуждаются результаты расчетного исследования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части низконапорной поворотно-лопастной гидротурбины, полученные с помощью программного комплекса IPMflow.

В данной работе рассмотрено влияние высоты отсасывающей трубы в расчетной точке вертикальной высоконапорной радиально-осевой гидротурбины и определены потери энергии в ней.

Отсасывающая труба представляет собой один из элементов проточной части гидротурбины, она предназначена для преобразования остаточной кинетической энергии потока в энергию давления. Знание характеристик отсасывающей трубы позволяет определять кавитационные параметры гидротурбины. В связи с этим исследование гидродинамических процессов в отсасывающей трубе является важной задачей в плане разработки методов повышения эффективности и надежности работы гидротурбины.

Относительная высота входного конуса отсасывающей трубы гидротурбины существенно влияет на ее энергетические характеристики. Особенно это влияние сказывается в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах. Однако, при достижении определенной высоты конуса в отсасывающей трубе, потери энергии начинают возрастать (потери по длине) и могут превысить положительный эффект, который можно получить от удлинения конуса.

В данной работе был проведен численный эксперимент для 3-х вариантов отсасывающих труб, отличающихся высотой  $h$  и диаметром колена  $D_k$  для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины типа РО 500 (табл. 1). Течение в расчетной области отсасывающей трубы описывалось системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, интегрирование которой осуществлялось с помощью программного комплекса OpenFOAM®. Турбулентные эффекты описаны на основе SST модели [3]. Твердые стенки предполагались адиабатическими с условием прилипания и равенством нулю эффективной вихревой вязкости. На входе задавался расход равномерного потока при одинаковом заглублении выходной диффузора трубы.

Таблица 1 – Высотные размеры отсасывающих труб

Вариант	Высота входного конуса $h_{кон}$ , м	Диаметр колена $D_k$ , м	Относительная высота отсасывающей трубы, $\bar{h}$	Высота отсасывающей трубы $h$ , м
1	3,795	2,5	3,0	7,5
2	4,9	2,5	3,16	7,9
3	4,582	2,625	3,38	8,45

В расчетах были получены коэффициенты потерь в 7-ти сечениях, указанных на рис.1.

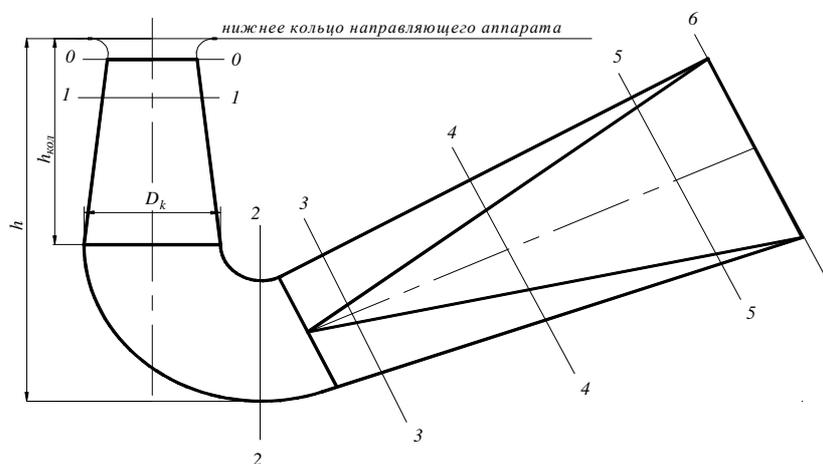
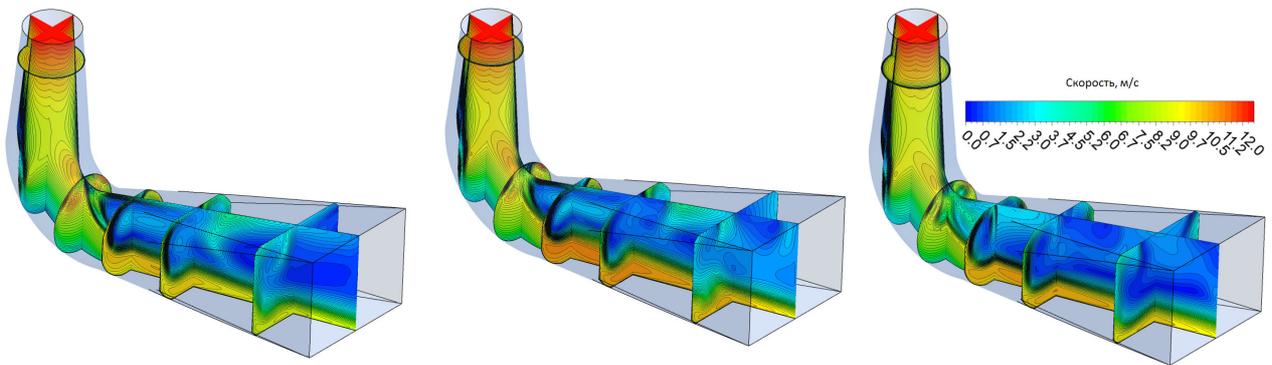


Рисунок 1 – Схема отсасывающей трубы для гидротурбины типа РО 500

На рис. 2 представлены эпюры изменения осредненной по расходу скорости в 7-и сечениях от входа к выходу вдоль отсасывающей трубы.

Поток в трубе является неравномерным. По всей длине трубы имеют место застойные области, где скорость течения близка к нулю (рис. 2). Наибольшие застойные зоны образованы в горизонтальном диффузоре, они занимают значительную часть трубы и расположены, в основном, в области выходного сечения. На рис. 3 представлены эпюры изменения давления в 5-ти сечениях и вдоль отсасывающей трубы.

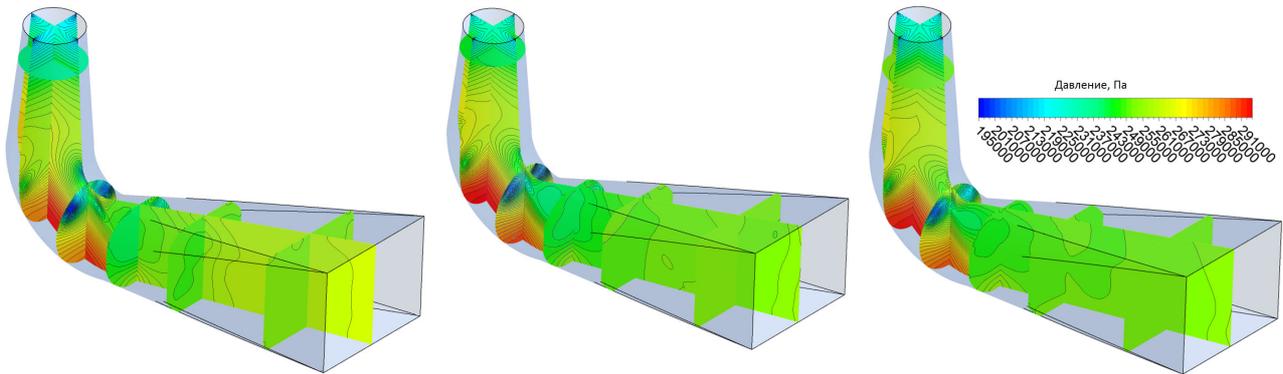


Вариант 1

Вариант 2

Вариант 3

Рисунок 2 – Изолинии скорости в отсасывающей трубе для гидротурбины типа РО-500



Вариант 1

Вариант 2

Вариант 3

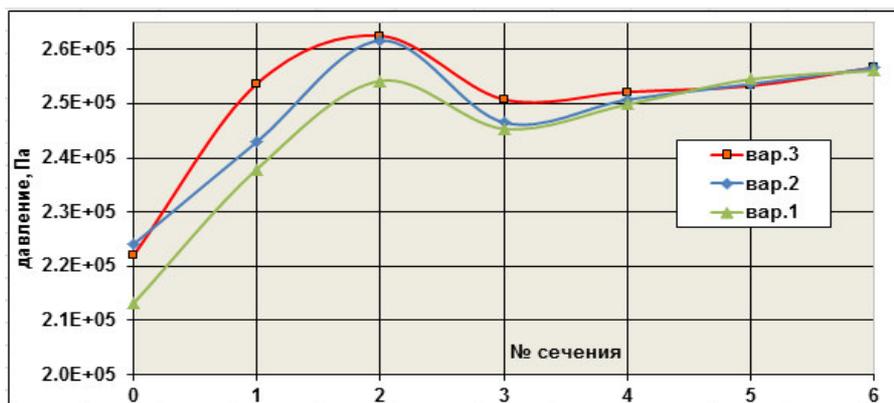
Рисунок 3 – Изолинии давления в отсасывающей трубе для гидротурбины типа РО 500

В выходном сечении находятся области с противотоками, площадь которых занимает от 9 до 15% от выходного сечения (рис. 2).

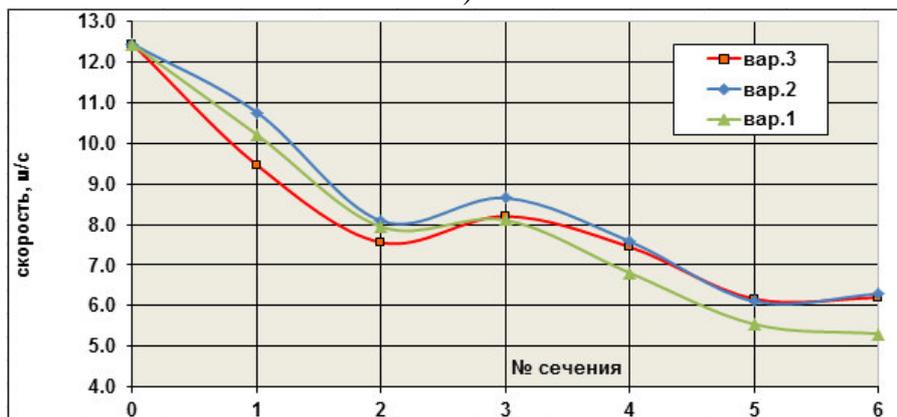
На рис. 4 представлены сравнения трех вариантов спроектированных отсасывающих труб для вертикальной радиально-осевой гидротурбины типа РО500. На графиках изображены осредненные по расходу скорости, статические давления и коэффициент полных потерь по мерным сечениям трубы и в выходном сечении.

В результате проведенного анализа численного исследования потока в трех рассматриваемых вариантах отсасывающих труб (рис. 4) сделан вывод, что предпочтительной по высоте трубой, имеющей меньшие потери энергии, будет отсасывающая труба №2.

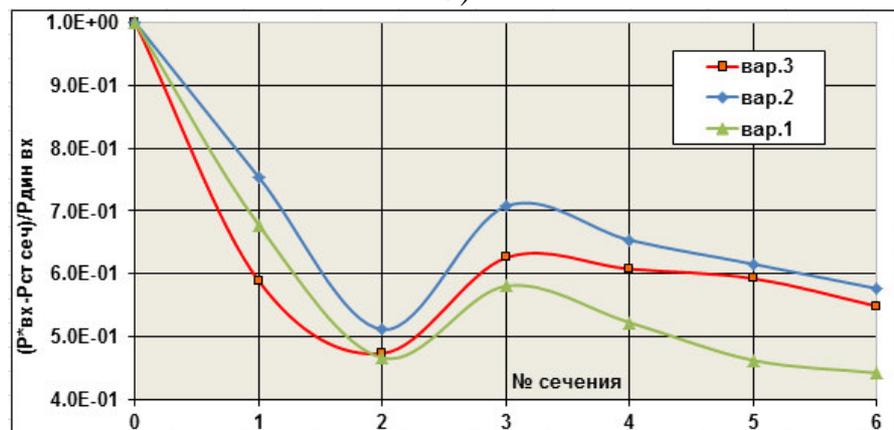
В данной работе рассмотрен случай нулевой закрутки потока на входе в отсасывающую трубу высоконапорной гидротурбины. В дальнейшем представляет интерес рассмотреть варианты с положительной и отрицательной закруткой потока. Также необходимо проверить согласование рабочего колеса с отсасывающей трубой, так как в случае отсутствия такого согласования с отсасывающей трубой это приведет к меньшему восстановлению энергии в отсасывающей трубе и к увеличению потерь в ней.



а)



б)



в)

Рисунок 4,а,б,в – Сравнение результатов расчета для трех вариантов отсасывающих труб для радиально-осевой гидротурбины типа РО500

### Литература

1. Численное моделирование течений в турбомашинах / С.Г. Черный, Д.В. Чирков, В.Н. Лапин и др. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с.
2. Расчетное исследование пространственного вязкого течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов и др. // Пробл. машиностроения. – 2011. т. 14, №4. С. 16 – 24.
3. Солодов В.Г. Моделирование турбулентности. Расчет больших вихрей. Харків, вид-во ХНАДУ, 2011, 167с.

## ПРИМЕНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛЯРИЗАЦИИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ

Рассмотрено использование двух методов регуляризации – метод регуляризации А. Н. Тихонова [1] и метод  $h$  – регуляризации А. С. Апарцина [2, 3] для решения задачи по идентификации произвольно распределенной осесимметричной нестационарной поперечной нагрузки для шарнирно-опертой цилиндрической оболочки теории типа С. П. Тимошенко (рис. 1) [4].

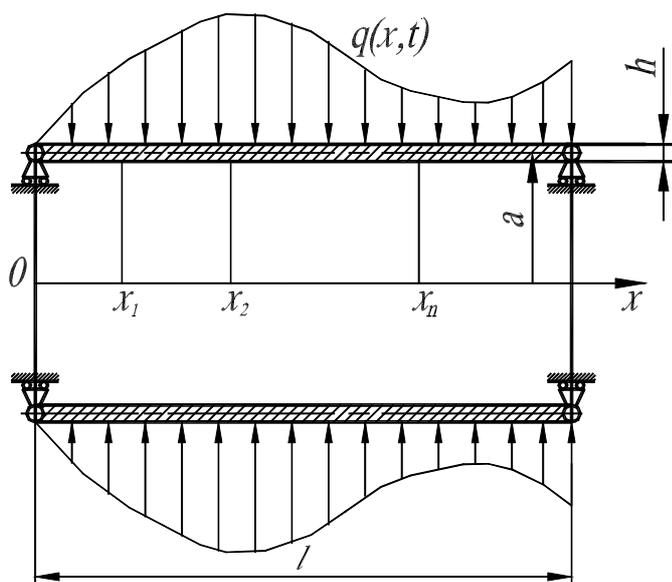


Рисунок 1 – Исследуемая цилиндрическая оболочка

Решение данной обратной задачи в общем виде сводится к решению системы уравнений Вольтерра 1-го рода, имеющих вид:

$$Aq \equiv \int_a^t R(t, \tau) q(\tau) d\tau = w(t). \quad (1)$$

Поскольку в уравнении Вольтерра 1-го рода интегральное ядро – вырожденное, его решение относительно нагрузки  $q(t)$  является некорректным [3]. Для получения приближенного устойчивого решения уравнения (1) может быть использован метод регуляризации А. Н. Тихонова [1].

Другой способ идентификации основан на использовании метода  $h$  – регуляризации А. С. Апарцина [2, 3]. Для удовлетворения условий применения метода  $h$  – регуляризации А. С. Апарцина в уравнении (1) была продифференцирована его левая и правая часть по времени. После чего выражение (1) принимает форму (2), а именно

$$\int_a^t R'_i(t, \tau) q(\tau) d\tau = w'_i(t). \quad (2)$$

Далее с использованием квадратурных формул [3] для интегралов уравнение (1) и (2) сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений, а в случае идентификации произвольной нагрузки – к решению системы блочных СЛАУ.

Результаты идентификации приведены на рис. 2, а и б ( $\xi=0.125$ , момент времени соответствует 0.000249 с). Обозначения кривых: 1 – заданная нагрузка, воздействующая на оболочку, 2 - нагрузка, идентифицированная с использованием метода  $h$ -регуляризации А. С. Апарцина, 3 - нагрузка, идентифицированная с использованием метода регуляризации А. Н. Тихонова, 4 – скорости прогибов в 2-х из 13-ти точках (с координатами  $\xi=0.25, 0.5$ ), по значениям которых идентифицируется нагрузка. На рис. 2, а представлено изменение нагрузки во времени, на рис. 2, б – ее распределение вдоль оси оболочки.

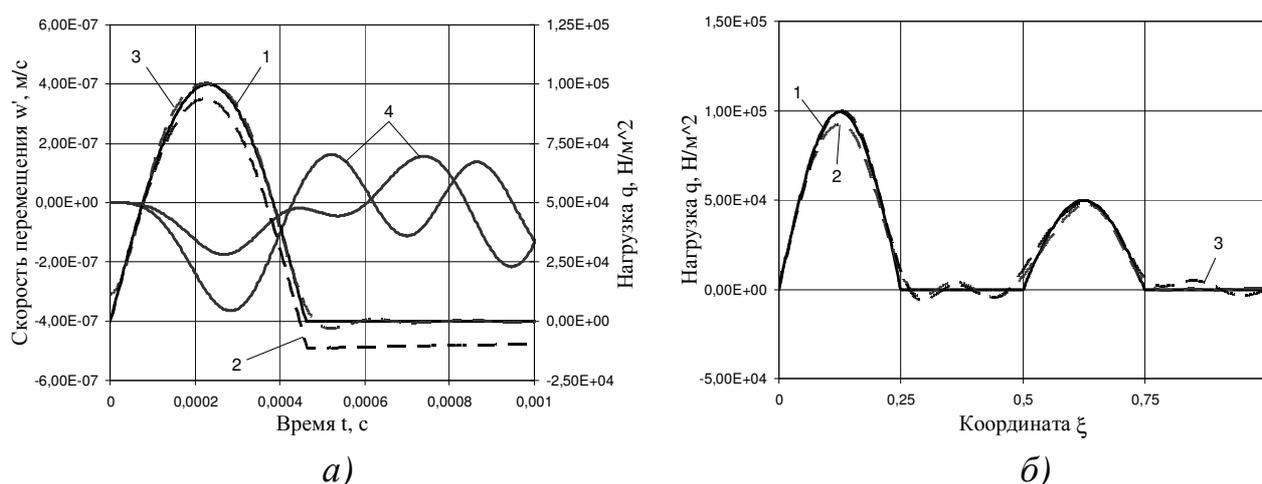


Рисунок 2 – Результаты решения обратной задачи

В процессе исследований было отмечено хорошее согласование результатов, полученных с помощью двух использованных способов, выявлена несколько более высокая чувствительность метода А. С. Апарцина к наличию точек разрыва 1-го рода во временной функции нагрузки.

Наблюдалось, что увеличение числа разбиений временного интервала приводит к уменьшению временной и пространственной погрешности, а, следовательно, к повышению точности идентификации.

## Литература

1. Янютин Е. Г., Янчевский И. В., Воропай А. В., Шарпата А. С. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 392 с.

2. Апарцин А. С., Бакушинский А. Ю. Приближенное решение интегральных уравнений Вольтера 1-го рода методом квадратурных сумм // Дифференц. и интегр. уравнения. – 1972. – № 1. – С. 248 – 258.

3. Верлань А. Ф., Сизиков В. С. Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы. – Киев: Наук. думка, 1986. – 543 с.

4. Григолюк Э. И., Селезов И. Т. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек. – М.: ВИНТИ, 1973. – 272 с.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

Гончаров Ігор Дмитрович, ст. гр. А-24с, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [darkveron@yandex.ru](mailto:darkveron@yandex.ru)

## **РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПЕРЕКАЧУВАНОВОГО СЕРЕДОВИЩА У ВИХРЕКАМЕРНИХ НАГНІТАЧАХ**

На даний час було проведено багато спроб описати явища, які мають місце в обмежених обертових потоках текучих середовищ, насамперед розподіл тиску – від вакууму, у зоні наближеній до вісі обертання, до позитивного надлишкового тиску на периферії потоку [3]. Це призвело до розробок багатьох вихрових апаратів та напівемпіричних методик їхнього розрахунку [1], але при цьому практично не розглядалося питання передачі енергії в полі відцентрової сили із метою отримання та використання потоку високої енергії на периферії камери, для створення нагнітачів [4]. Фізичні ефекти, що лежать в основі передачі енергії в закручених потоках базуються на обміні кількістю руху між переміщуваним середовищем і середовищем-енергоносієм і придбанні енергії у відцентровому полі. Ці ефекти можливо використати для створення нових пристроїв, зокрема вихрекамерних нагнітачів, які, внаслідок відсутності рухливих частин, мають високі показники надійності та довговічності, що притаманні відомій струминній техніці, але мають додаткові позитивні якості щодо енергоефективності, масо-габаритних показників, конструктивних особливостей та інше [3, 6].

Передачу енергії у вихрекамерних нагнітачах [6] можна пояснити наступним чином: частинки потоку, що перекачується, потрапляють у вихрову камеру під дією перепаду між вакуумметричним тиском поблизу осі вихрової камери та атмосферним тиском у каналі всмоктування (Рис.1). У центрі вихрової камери вони починають обертатися після обміну кількістю руху з середовищем енергоносієм. Внаслідок дії відцентрової сили вказані частинки переміщуються на периферію вихрової камери – зону підвищеного тиску і таким чином отримують потенційну енергію, яка перетворюється на виході з вихрової камери в кінетичну.

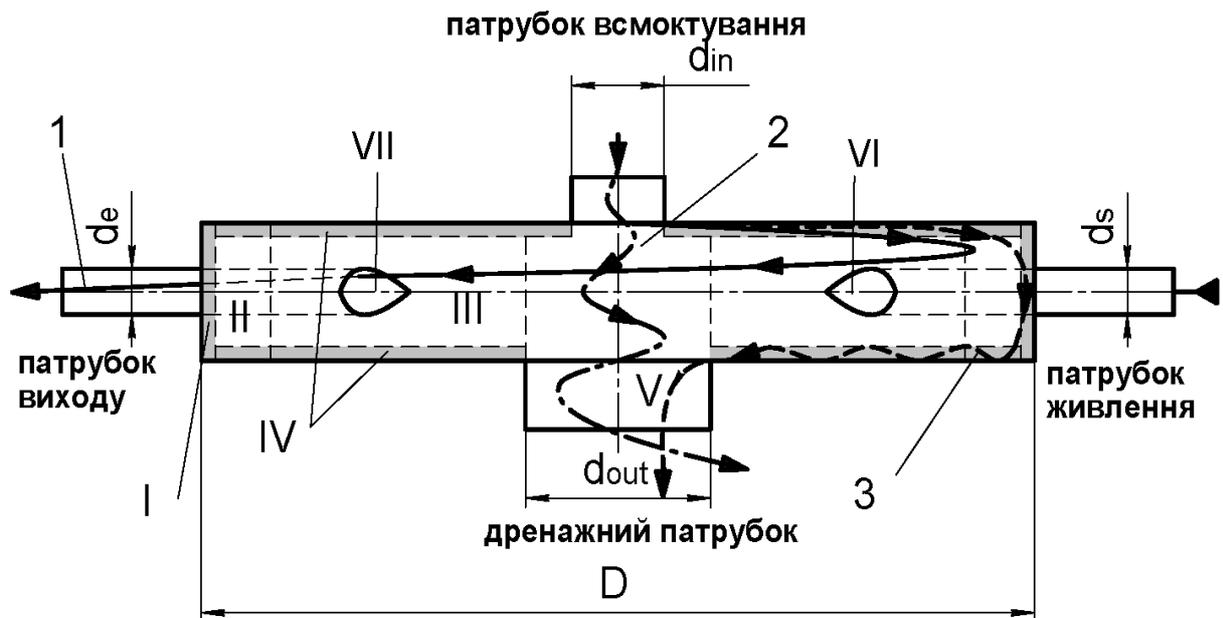


Рисунок 1 – Розрахункова схема течії у вихрекамерних нагнітачах

Слід зауважити, що за цим принципом робочий процес у вихрекамерному насосі можливий і на гіпотетичних ідеальних робочому і перекачуваному середовищах, на відміну від ежекторних пристроїв з поступовим рухом взаємодіючих текучих середовищ. Необхідною умовою залишається вимога більшої питомої маси перекачуваного середовища ніж у енергоносія (рис. 2).



Рисунок 2 – Аналіз можливості роботи нагнітача при перекачуванні різних середовищ

У вихрекамерних нагнітачів передача енергії більш ефективна ніж, у відомих вихрових ежекторах [1, 2], тому, що у останніх частинки потоку, що перекачується додатково втрачають енергію при русі від периферії камери до осевого вихідного отвору, а потім ще й в равликовому патрубку. Висновки щодо більш ефективного енергообміну в полі відцентрової сили

вихрекамерного нагнітача ніж вихрового ежектору, підтверджені за допомогою чисельних розрахунків на сучасних математичних моделях заснованих на рівняннях Рейнольдса і моделях турбулентності Ментера. За порівняльними результатами отримано, що ККД вихрекамерних нагнітачів приблизно у 1,5 рази більший ніж у вихрових ежекторів [2].

Передача енергії в вихрекамерних нагнітачах починається при всмоктуванні перекачуваного середовища в осьових каналах. Згідно досліджень розподілу тисків у вихрових пристроях відомо, що на осі каналів утворюється вакуумметричний тиск, а починаючи з деякого радіусу надлишковий тиск. Оцінити витрату, яка перекачується насосом та отримати залежність від ступеня закручення можливо проінтегрувавши швидкості за площею каналів, що дає змогу отримати залежність витрати від геометричних факторів обмеженого обертвого потоку:

$$Q = Q_1 - Q_2 = 2\pi\omega r_x^3 \left[ 0,063 \frac{r_x}{r_e} - 0,715 \frac{r_0^2}{r_e r_x} + 0,531 \frac{r_e}{r_x} + 1,02 \frac{r_0}{r_x} - 0,483 \right],$$

де  $Q_1, Q_2$  – витрати, що всмоктується та викидається через осьовий канал відповідно;  $r_0$  – радіус каналу;  $r_e$  – радіус, на якому тиск дорівнює нулю;  $r_x$  – радіус, на якому закінчується зона квазітвердого обертання рідини, яка має місце в обертальних обмежених потоках.

Таким чином, отримано залежність витрати рідини, яку всмоктує струминно-вихровий нагнітач через осьові канали, що дає можливість провести аналіз факторів, що впливають на особливості енергообміну в обертвих потоках нагнітачів.

## Література

1. Вихревые аппараты. / А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Роговий А.С. Порівняння робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу. // Роговий А.С. // Сборник тезисов Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника: «Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля». – Х: «ФОРТ», 2014 р. – С. 55-56.
3. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Однорідні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. – 256 с.
4. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т.- Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477с.
5. Syomin D., Pavljuchenko V., Maltsev Y., Rogovoy A., Dmitrienko D.

Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume X. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 10. – P. 440-445.

6. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.

7. Syomin D., Rogovoy A. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume XV. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 19. – 2010 - P. 232-240.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

Федосієнко Марина Вадимівна, ст. гр. А-24с, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [marinafed1005@gmail.com](mailto:marinafed1005@gmail.com)

## **МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВИХРЕКАМЕРНОГО НАСОСУ ІЗ ВХОДОМ ПЕРЕКАЧУВАНОВОГО СЕРЕДОВИЩА ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВИЙ КАНАЛ**

Насоси розповсюджені майже в усіх галузях виробництва та транспорту таких як вугільна, хімічна, теплоенергетична, сільське господарство, транспорт, будівництво. Вони перекачують різноманітні середовища, які дуже часто можуть бути багатозначними, що призводить до несприятливих умов роботи, які істотно впливають на ефективність перекачування. Крім того, на роботу насосів впливають негативні фактори з боку зовнішнього й робочого середовищ такі як: ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують, що приводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів, які найчастіше використовуються у промисловості, обмежені або знижені. Насоси виходять з ладу внаслідок швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень. Крім того, наявність великої кількості газових пухирців у рідинах, такої кількості, що рідини можна розглядати як багатозначні, призводить до зриву параметрів роботи [2, 4]. Підвищити надійність роботи систем із використанням насосів можливо використанням іншого типу насосів – струминних. Однак, хоча струминні насоси нечутливі до низки перерахованих факторів, що приводять до швидкого зношування динамічних насосів, завдяки тому, що не мають механічних рухомих частин, але робочий процес цих насосів супроводжується досить низьким коефіцієнтом корисної дії, що не перевищує 30 %, крім того ці насоси мають досить великі поздовжні габаритні розміри. Використання струминних вихрових ежекторів також рідке внаслідок низького ККД, що не перевищує 10 % [3, 4, 6].

Таким чином, удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, рішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів для перекачування одне- і багатофазних середовищ, якими є, розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами, вихрекамерними насосами [6].

Використання таких гідроаеродинамічних ефектів як зниження тиску на осі обертового потоку і створення надлишкового тиску на його периферії, дозволяє створювати струминні пристрої, відмінні від відомих прямоточних і вихрових струминних насосів [3, 6]. До їх числа відносяться насоси з вихровою камерою змішання. Перевагами вихрекамерного насоса, у порівнянні з ежекторами й насосами прямоточного типу, є можливість більшого ступеня підвищення тиску на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення й значне зниження осьових розмірів. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів можна за рахунок зменшення втрат на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків, що може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів.

Вихрекамерний насос працює в такий спосіб (схема насоса наведена на рис. 1): основний потік з об'ємною витратою  $Q_s$  й тиском  $p_s$  подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання, де утворюється обертовий потік із приосьовою областю зниженого тиску й надлишковим тиском на периферії. У цю область через осьові канали в торцевих кришках вихрової камери всмоктуються потоки, що перекачуються, з витратами  $Q_{in1}$  й  $Q_{in2}$ , та тисками  $p_{in1}$  і  $p_{in2}$  відповідно. Суміш, що утвориться в камері, через тангенціальний канал виходу надходить на вихід з насоса з об'ємною витратою  $Q_e$  й тиском  $p_e$ . Вихідний з насоса потік подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу (при вакуумуванні замкнутих обсягів) [6].

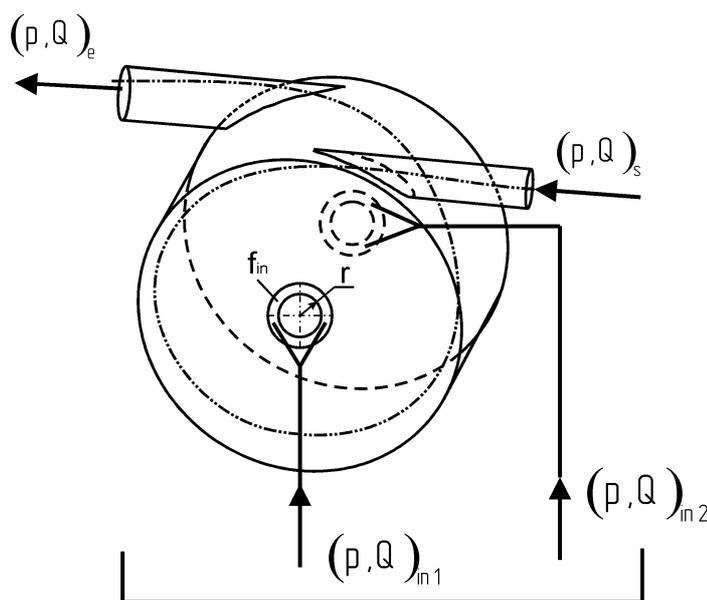


Рисунок 1 – Вихрекамерний насос

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес приводить до втрати на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків.

Для визначення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у вихрекамерному насосі був зроблений чисельний експеримент на основі рішень рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини, отриманих з використанням узагальненої гіпотези Бусінеска, що зв'язує напруги Рейнольдса з осередненими параметрами потоку [1, 5, 6].

Рідина прийнята нестисливою внаслідок того, що в багатьох задачах перекачування рідин за допомогою струминної макротехніки робочі тиски й швидкості такі, що з достатньою точністю, течію в них можна вважати нестисливою [4]. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST « $k - \omega$ » модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів розрахунку обмежених стінками потоків [5, 6]. Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі OpenFOAM (OpenCFD Ltd) при наступних значеннях граничних умов: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини  $\bar{V}|_b = 0$ , у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування  $p|_b = p_s$ , у вихідних каналах – рівність нулю тиску  $p|_b = 0$ . При завданні граничних умов осьових входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом.

Зміна форми поперечного перетину осьових каналів, а також зсув введення середовища, що перекачується відносно осі, де спостерігається найбільше розрідження, приводить до зміни оптимальних геометричних параметрів вихрекамерних насосів, отриманих у роботі [6]. Тому, для визначення оптимальних енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був проведений чисельний експеримент на основі методів планування.

В результаті отримане оптимальне значення відносного ККД, що відповідає геометричним параметрам:  $\bar{r} = 0,26$ ,  $\bar{f}_{in} = 6$ , при цьому  $\bar{\eta} = 1,09$ . ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування ( $\bar{f}_{in}$ ) і приймає приблизно однакові значення при  $\bar{r} = 0..0,5$ . Радіус віднесений до радіусу вихрової камери, площа – до площі каналу живлення.

## Література

1. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная

гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990.- 384 с., ил.

2. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / Сумський держ. ун-т. — Суми : Видавництво СумДУ, 2005. – 256с.

3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. / Меркулов А.П. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.

4. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Ремень В.І., Мальцев Я.І. – Луганськ : вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля, 2002. – 174 с.

5. Menter, F. R. (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol. 32, no 8. pp. 1598-1605.

6. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.

Рыбалко Роман Иванович, к.т.н., доцент, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

Гущин Владимир Михайлович, к.т.н., доцент, Донбасская государственная машиностроительная академия

## **АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ КЛАССИФИКАЦИИ В ПОМОЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ СУХОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ**

Существующие способы сепарации измельчаемого материала, как известно, обладают высокой энергоемкостью, малыми сроками службы, недостаточной сепарирующей способностью, нарушением процесса сепарации при повышенной влажности, выдачей грубых продуктов с высоким содержанием малых фракций, сложностью конструкции и т.п.

Физическими основами аэродинамической классификации являются принципы разделения потоков, которые применяются при методах механического отделения взвешенного материала в камерах для улавливания пыли, циклонах, гидроциклонах и центрифугах.

Анализ рассмотренных моделей процессов классификации показывает, что как стохастические, так и детерминированные модели не учитывают структуру турбулентного потока смеси воздуха и измельчаемого материала и специфику движения частиц материала различной granulometрии

В настоящее время теоретические модели классификации разработаны с позиций взаимодействия потока воздуха и отдельной частицы без учета пульсационных составляющих скорости воздуха и масштабов вихревых структур в потоках транспортирующей среды.

Решением эффективной классификации является обеспечение для заданного диаметра равновесных частиц необходимых параметров однородности турбулентного потока. Создание классификатора новой конструкции, позволяющего значительно повысить эффективность разделения газодисперсного потока осуществимо на основе принципиально нового подхода: осаждения крупной фракции в первой ступени; разрушения конгломератов мелких частиц и отделение их от общего потока на входе во вторую ступень; повышения турбулентной однородности во второй ступени точного разделения. Современный подход к созданию сепараторов высокой эффективности для разделения сыпучих материалов широкого спектра разнофракционности базируется на разрушении турбулентных вихрей.

Целью моделирования процесса классификации является получение зависимостей, которые связывают параметры кривой разделения с конструктивными параметрами аппарата. Модель движения частицы в стационарном потоке газа определяется совокупностью следующих уравнений в векторной форме:

поля скоростей несущего газа:

$$\vec{v} = \vec{v}(r); \quad (1)$$

результатов действия альтернативных сил:

$$\begin{aligned} m \frac{d\vec{w}}{dt} &= \vec{F}_m - \xi \cdot \frac{\pi d_q^2}{4} \cdot \frac{\rho_g (\vec{v} - \vec{w})^2}{2}, \\ \frac{d\vec{r}}{dt} &= \vec{w} \end{aligned} \quad (2)$$

с начальными условиями:

$$\vec{r}(0) = \vec{r}_0, \quad \vec{w}(0) = \vec{w}_0, \quad \text{при } t = 0,$$

где  $m$  – масса частицы;  $\vec{r}$  – радиус-вектор частицы;  $\vec{v}$  – скорость несущего газа;  $\vec{w}$  – скорость частицы;  $F_m$  – равнодействующая массовых сил;  $d_q$  – диаметр частицы;  $\rho_g$  – плотность газа;  $\xi$  – коэффициент аэродинамического сопротивления частицы.

На основании проведенных исследований предложена новая двухстадийная конструкция классификатора. Первая ступень, разработанная на методах разделения газодисперсного потока при помощи ударно-отражательных экранов, позволяет резко изменять направление движения крупных частиц со значительным временем релаксации. В это же время мелкие частицы транспортируются во вторую ступень классификатора, где для регулирования размеров вихревых структур в зоне разделения установлена решетка, обеспечивающая однородную турбулентность.

Разработана математическая модель турбулентной миграции частиц измельчаемого материала и определены масштабы ее влияния на процессы аэровоздушной классификации газодисперсных потоков.

Разработаны теоретические предпосылки для создания эффективного оборудования на базе исследования динамики энергетического спектра турбулентных структур двухфазной среды; ликвидации крупномасштабных турбулентных структур и нового подхода к предварительной классификации на принципах удара, позволяющего разрушать конгломераты части, образующихся за счет сил поверхностного натяжения.

### Литература

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 717 с.
2. Рыбалко Р.И. Теоретические основы создания сепараторов новой конструкции // Вестник ДонГАСА. Выпуск 2004-5 (47). – Макеевка, 2004. – С. 113-119.
3. Гиневский А.С., Колесников А.В., Уханова Л.Н. Вырождение турбулентности потока за двухрядной решеткой цилиндров при противоположном движении рядов.– Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа, 1979, №3, с.17-25.

Филипковский Сергей Владимирович, к.т.н, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, svfil@inbox.ru.

### НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКА САМОЛЁТА

Турбохолодильники – это лопаточные машины, в которых осуществляется близкий к адиабатическому процесс расширения потока воздуха с понижением его температуры. Расширение происходит в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины 1 (рис.1). Возникающий на рабочем колесе момент вращения передается через вал 2, установленный в подшипниках 3 и 4, к рабочему колесу 5 вентилятора, выполняющему в данном случае роль потребителя энергии, отводимой от потока воздуха в турбине [1]. Турбохолодильник охлаждает воздух, который поступает от компрессора двигателя, поэтому он находится вблизи двигателя в зоне повышенных вибраций, которые воздействуют на опоры ротора. Скорость вращения ротора может достигать величин от 40000 до 100000 об/мин, что соответствует частоте от 667 до 1667 Гц. Диапазон частот вибраций планера в области двигателей (от 10 до 2000 Гц) накладывается на диапазон частот вращения.

Ротор турбохолодильника испытывает продольную нагрузку, поэтому его устанавливают на радиально-упорных подшипниках, он также должен быть защищен от ударов, которые могут возникнуть в результате раскрытия и закрытия зазоров между шариками и канавками качения подшипников при поперечной вибрации турбохолодильника. Такие роторы устанавливают на

радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, которое осуществляется в турбохолодильнике пружиной 6. В настоящее время вибрации таких роторов рассчитывают в линейной постановке [2], но исследование нелинейных вибраций представляет практический интерес.

Уравнения для определения нелинейной жёсткости предварительно поджатых подшипников выведены в [3], однако для выполненных в этой статье исследований они линеаризованы.

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний ротора турбохолодильника на шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, вызванные одновременным действием дисбаланса и вибрации опор.

Ротор моделируется валом с двумя дисками, закреплённым вблизи опор. Конструкция агрегата такова, что расстояние между опорами менее чем в пять раз превышает диаметр вала. Такое соотношение длины и диаметра вала обуславливают жёсткость вала на порядок больше жёсткости подшипников. Поэтому считаем вал недеформируемым телом, а степенями свободы являются перемещения цапф относительно внешних колец подшипников.

Используем уравнения колебаний, полученные с помощью уравнений Лагранжа II-го рода в работе [4]. Их можно записать в следующем виде

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}(\mathbf{X}) = \mathbf{Q}(t), \quad (1)$$

где  $\mathbf{M}$  – матрица масс;  $\mathbf{G}$  – гироскопическая матрица;  $\mathbf{C}$  – матрица демпфирования;  $\mathbf{K}(\mathbf{X})$  – вектор, компонентами которого являются нелинейные функции упругих сил в подшипниках (1);  $\mathbf{X}$  – вектор обобщённых координат;  $\mathbf{Q}(t)$  – вектор правой части. Колебания возбуждаются совместным действием силы дисбаланса дисков и вибрации опор, поэтому

$$\mathbf{Q}(t) = \mathbf{Q}_D(\Omega, t) + \mathbf{Q}_\Pi(\omega, t),$$

где  $\mathbf{Q}_D(\Omega, t)$  – вектор сил обусловленных дисбалансом диска,  $\Omega$  – угловая скорость вращения ротора,  $\mathbf{Q}_\Pi(\omega, t)$  – вектор кинематического возбуждения колебаний,  $\omega$  – круговая частота вибрации опор.

Первый вектор

$$\mathbf{Q}_D(\Omega, t) = m_0 a \Omega^2 [\bar{l}_1 \cos \Omega t \quad \bar{l}_2 \sin \Omega t \quad \bar{l}_1 \cos \Omega t \quad \bar{l}_2 \sin \Omega t \quad 0]^T,$$

$$\text{где } \bar{l}_1 = \left(1 - \frac{\zeta_D}{l}\right), \quad \bar{l}_2 = \frac{\zeta_D}{l},$$

$a$  – эксцентриситет,

$\zeta_D$  – координата диска на валу,

$l$  – расстояние между опорами вала

получаем в результате дифференцирования уравнений Лагранжа. Второй вектор следует записать следующим образом [5]:

$$\mathbf{Q}_{\Pi}(\omega, t) = -\mathbf{M} \cdot \mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t),$$

где  $\mathbf{M}$  – матрица масс,

$\mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t)$  – вектор виброускорений опор.

$$\mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t) = [A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi z}]^T \sin \omega t,$$

где  $A_{\Pi x}, \dots, A_{\Pi z}$  – амплитуды виброускорений.

Под амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) понимаем зависимость полуразмаха колебаний от частоты  $\omega$ , частоту  $\Omega$  считаем фиксированной. Определим безразмерные параметры следующим образом:  $x_A = x_1/z_0$ ,  $y_A = y_1/z_0$ ,  $x_B = x_2/z_0$ ,  $y_B = y_2/z_0$ ,  $z_A = z/z_0$ ,  $\bar{\omega} = \omega/\omega_1$ ,  $\tau = t \cdot \omega_1$ , где  $\omega_1$  – основная резонансная частота линеаризованной системы. Уравнение (1) можно записать в виде:

$$\ddot{\mathbf{U}} = \mathbf{f}(\mathbf{U}, \dot{\mathbf{U}}, \tau), \quad (2)$$

где  $\mathbf{f}$  – 5-мерная вектор-функция,

$\mathbf{U} = [x_A \quad y_A \quad x_B \quad y_B \quad z]^T$  – вектор безразмерных обобщённых координат. АЧХ строим методом продолжения по параметру, уравнения которого выведены в работе [4]. После выполнения итераций в каждой точке АЧХ вычисляем матрицу монодромии, мультипликаторы которой определяют устойчивость и характер бифуркаций периодического решения.

При совместном действии дисбаланса и вибрации опор проявляются резонансы всех форм колебаний ротора, а также резонансы с кратными частотами. АЧХ обобщённой координаты  $y_B$  ротора турбохолодильника представлена на рис. 2. Характеристики остальных обобщённых координат аналогичны.

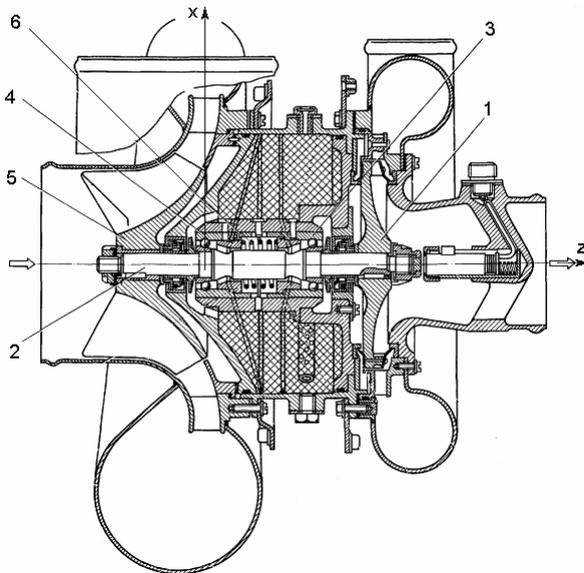


Рисунок 1 – Турбохолодильник

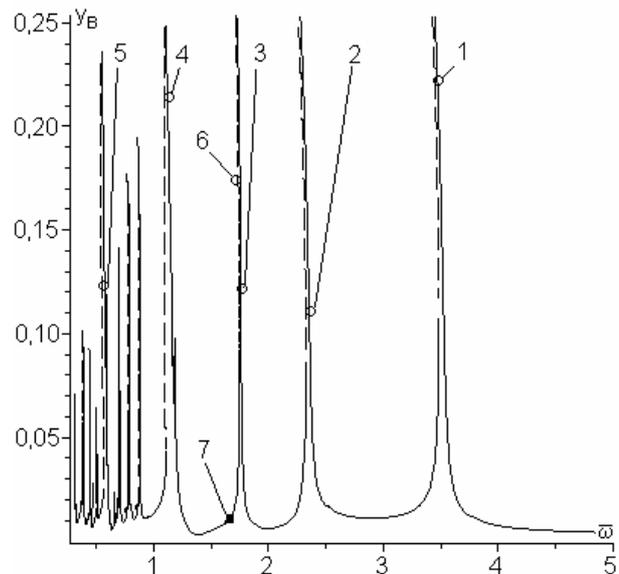


Рисунок 2 – АЧХ ротора

Резонансы, на которых отмечены точки 1 и 3, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения

ротора. Их частоты относятся как целые числа – 2/1. Резонанс, на котором отмечена точка 2, соответствует форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора. На АЧХ заметны резонансы и с более низкими частотами, соответствующими этим формам колебаний. Их амплитуды невелики, а частоты также относятся как целые числа.

Резонансы, на которых отмечены точки 4 и 5, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как 2/1. В низкочастотном диапазоне могут возникать резонансы с такой же формой колебаний и отношениями частот 3/1, 4/1 и т.д.

Анализ устойчивых режимов колебаний показал, что траектории центров цапф на основных резонансах каждой формы колебаний близки к окружностям. Для кратных частот за каждый цикл колебаний цапфа описывает столько круговых петель, во сколько раз частота ниже основной частоты для этой формы.

Между резонансами с большими амплитудами, на которых отмечены точки 4 и 5 (см. рис. 2), хорошо видны резонансы с относительно малыми амплитудами и частотами, кратными частотам резонансов с формами колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников. В результате наложения колебаний по нескольким формам здесь траектории центров цапф более сложные.

Анализ неустойчивых режимов колебаний показал, что на левых ветвях резонансных пиков наблюдаются неустойчивые режимы колебаний, для которых наибольший мультипликатор матрицы монодромии становится действительным числом  $\lambda_1 > 1$ , это седло-узловая бифуркация [6]. На правых ветвях неустойчивые режимы появляются возле самых вершин резонансных пиков и в отдельных точках между резонансами. В этих точках модули наибольших комплексно-сопряжённых мультипликаторов возрастают до величин  $|\lambda_{1,2}| > 1$ , это бифуркация рождения двумерного тора [6].

На неустойчивых режимах построены зависимости обобщённых координат от времени. На левых ветвях резонансов наблюдаются колебания с переменным размахом, как показано на рис. 3,а для резонансной точки 6. Отображение Пуанкаре для этого режима представлено на рис. 3,б. На правых ветвях резонансов и между резонансами наблюдаются колебания похожие на биения, как показано на рис. 4,а для колебаний по форме, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников. Отображение Пуанкаре для этого режима показано на рис. 4,б.

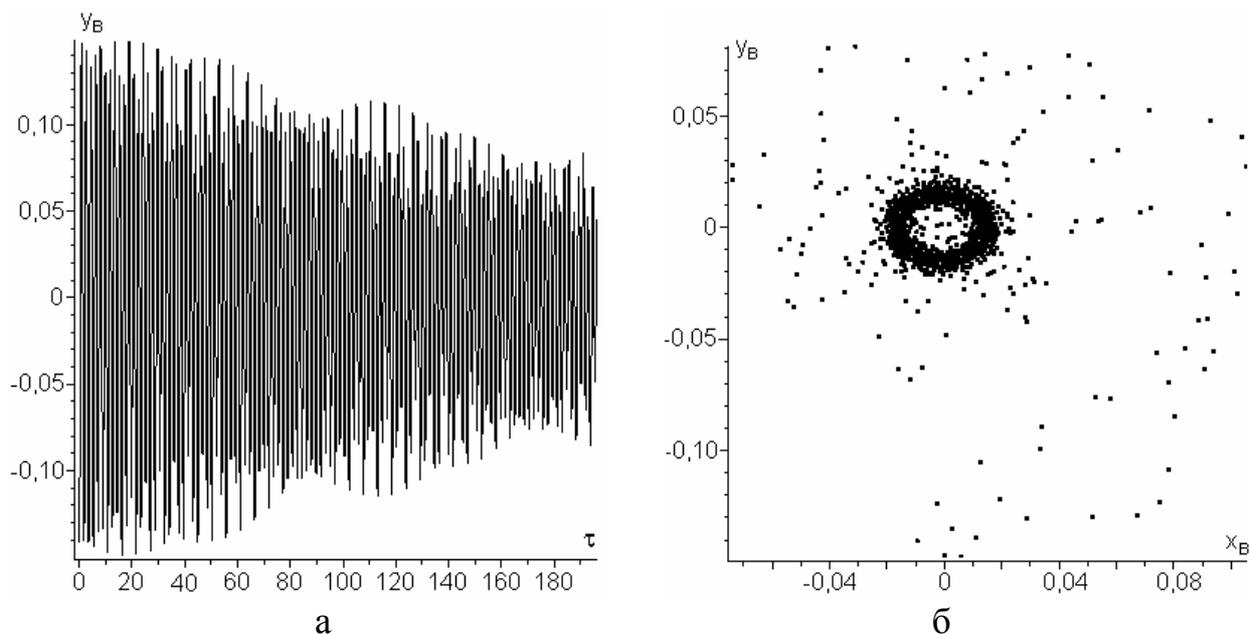


Рисунок 3 – Зависимость фазовой координаты от времени (а) и отображение Пуанкаре (б) в резонансной точке 6,  $\bar{\omega} = 1,7427$

Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора, имеют наибольшую амплитуду. Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора, – наименьшую амплитуду. При этом все АЧХ мягкие и на левых и правых ветвях АЧХ имеются неустойчивые режимы разного типа. Зависимости фазовых координат от времени и отображения Пуанкаре для этих режимов показывают, что эти колебания неперiodические с ограниченными амплитудами.

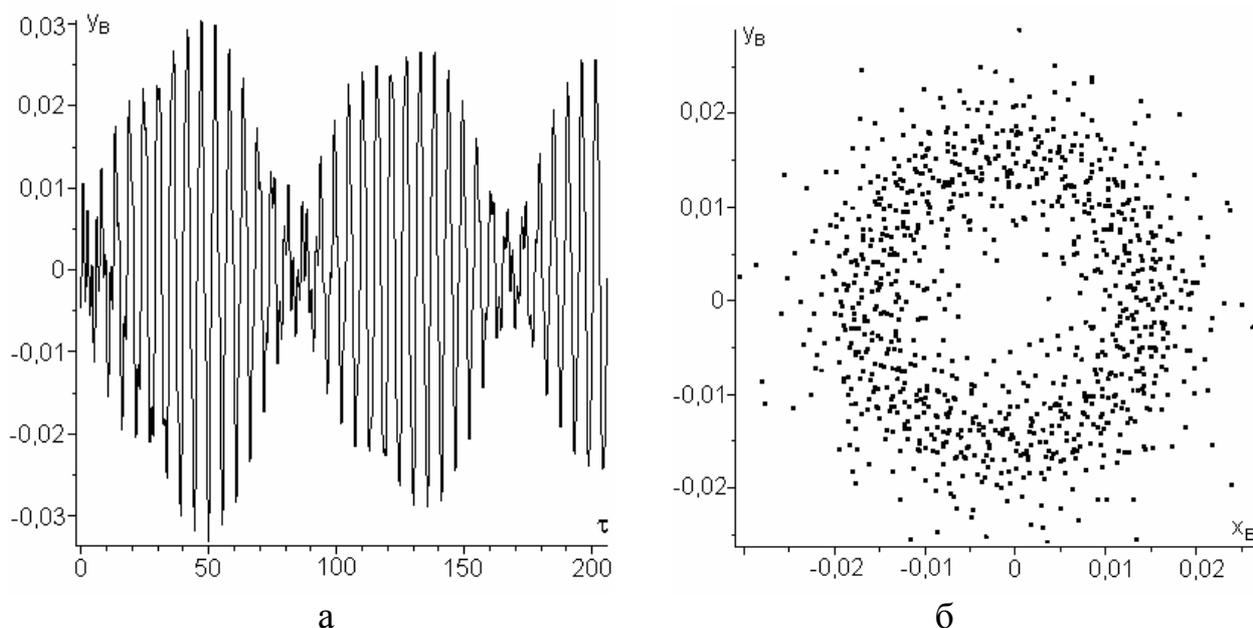


Рисунок 4 – Зависимость фазовой координаты от времени (а) и отображение Пуанкаре (б) в точке 7,  $\bar{\omega} = 1,6594$

Такое поведение системы объясняется тем, что частота вибрации опор близка к частоте вызванных дисбалансом резонансных колебаний. Частоты резонирующих форм колебаний имеют тот же порядок. Наложение этих возмущающих колебаний порождает биения суммарной возбуждающей вибрации с разными частотами, которые вызывают все рассмотренные резонансы.

### Литература

1. Воронин, Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах / Г. И. Воронин. – М. : Машиностроение, 1973. – 444 с.
2. Вибрации в технике. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диметберга и К. С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Новиков, Л. З. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников / Л. З. Новиков // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 84–91.
4. Филипковский, С. В. Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках / С. В. Филипковский, А. С. Беломытцев // Вестник ХНАДУ. – 2014. – Вып. 64. С. 66–73.
5. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Анищенко, В. С. Сложные колебания в простых системах / В. С. Анищенко. – М. : Наука, 1990. – 312 с.

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, [shatokhin\\_v@mail.ru](mailto:shatokhin_v@mail.ru)  
Никонов Олег Яковлевич, д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [oj\\_nikonov@mail.ru](mailto:oj_nikonov@mail.ru)  
Шатохина Наталья Владимировна, к.т.н., доц., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [shatosha@mail.ru](mailto:shatosha@mail.ru)

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ В ПРИВОДЕ ТУРБОНАДДУВА С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Одним из перспективных направлений по совершенствованию транспортных двигателей для гражданской и специальной техники является использование гидрообъемных передач (ГОП). Главное достоинство этих устройств состоит в возможности плавного изменения передаточного отношения между источником и потребителем мощности, благодаря чему, в частности, может быть достигнуто расширение зоны устойчивой работы

дизелей посредством введения гидрообъемных машин (ГОМ) в привод компрессора.

Особый интерес представляет применение аксиально-поршневые ГОМ как обладающих наилучшими габаритно-весовыми характеристиками [1]. Схема одной из таких машин приведена на рисунке а). Как показал опыт доводки и эксплуатации дизелей БТД-2 с указанными устройствами, на характерных установившихся и переходных режимах возникали опасные динамические процессы, обусловленные взаимодействием крутильных колебаний и гидродинамических процессов. Наблюдалось срабатывание предохранительного клапана в магистрали высокого давления, имел место чрезмерный износ опорных поверхностей, башмаков, отрывы башмаков от поверхностей, что практически приводило к преждевременному выходу из строя ГОП.

Отсутствие или несовершенство расчетных моделей затрудняет доводку разработанных и проектирование новых двигателей с указанными устройствами в приводе компрессора. Достоверное исследование динамических процессов в приводах с ГОП невозможно без выбора рациональных моделей последних [2–4] и их корректировки, так как наличие дифференциальных механизмов может порождать как прямой, так и обратный потоки мощности, проходящие через ГОП.

В докладе рассмотрена достаточно полная математическая модель динамических процессов, которая позволяет исследовать динамические процессы при переходных режимах в гидромеханическом приводе с дифференциальным механизмом и ГОМ, учитывает моментные характеристики турбины и компрессора, упругость соединительных валов, внешние и управляющие воздействия. На рисунке б) показана кинематическая схема привода турбонаддува с ГОП.

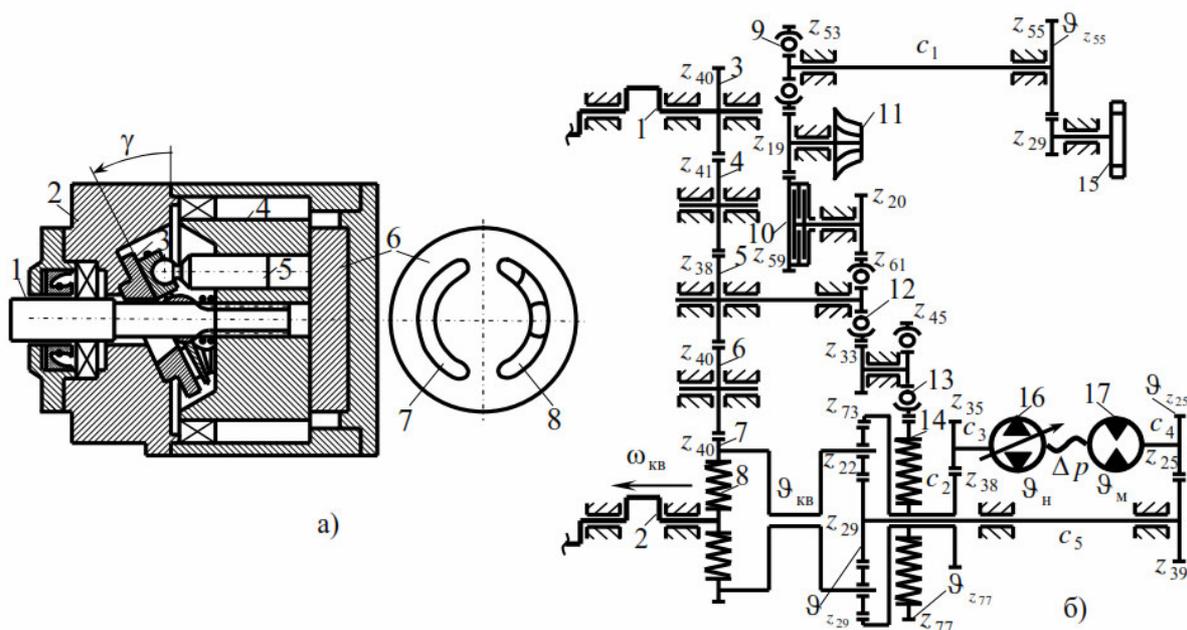


Рисунок 1 – а) схема аксиально-поршневой ГОМ; б) кинематическая схема привода турбонаддува с ГОП

В результате проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Выбрана рациональная модель гидродинамических процессов в ГОП привода компрессора. 2. Построены уравнения движения механической части привода с учетом податливости соединительных валов. 3. Получено аналитическое выражение для передаточного отношения от коленчатого вала к ротору компрессора в зависимости от угла наклона шайбы гидронасоса. 4. Установлено, что введение в привод ГОП позволяет значительно изменить передаточное отношение и тем самым существенно улучшить характеристики двигателя. 5. Представлены расчетно-экспериментальные данные исследований зависимостей частоты вращения компрессора и разности давлений в магистралях ГОП от частоты вращения коленчатого вала. 6. Выявлена предпочтительность использования упругой модели привода. 7. Результаты исследований являются перспективной основой создания более сложных и совершенных моделей привода турбонаддува с ГОП.

### Литература

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта.– М.: Машиностроение, 1982.– 606 с.

2. Пасынков Р.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок / Р.М. Пасынков, М.М. Гайцгори // Вестник машиностроения.– 1967.– № 10.–С. 48-51.

3. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // Машиноведение.– 1978.– № 5.– С. 32-36.

4. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.– 456 с.

Шевченко Сергей Андреевич, аспирант, ведущий инженер – конструктор ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск  
Григорьев Александр Львович, д. т. н., проф., НТУ «ХПИ»  
Степанов Михаил Сергеевич, д. т. н., проф., НТУ «ХПИ», kpi\_mmtt@mail.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛЫ ТРЕНИЯ В МАНЖЕТЕ ГАЗОВОГО РЕДУКТОРА**

Исследуемые редукторы разрабатываются для пневмосистемы запуска ракетного двигателя, который устанавливается на верхней ступени ракеты-носителя. Система использует 2 редуктора – управляющий (с 2 уплотнительными манжетами поршней) и расходный (с 3 манжетами). Манжеты изготавливаются из фторопласта-4 и имеют П-образный профиль, контактирующий с алюминиевой втулкой (или штоком клапана) по внешнему (внутреннему) усю. Рабочим телом является гелий, который в полостях этой системы сжат до низкого (около 2 МПа), среднего (6-7 МПа) или высокого (10-30 МПа) давления.

От силы трения между усом и втулкой зависят амплитуды колебаний клапанов и динамическая устойчивость системы в целом. Экспериментальному определению этой силы было посвящено несколько работ, но известная теория, в которой трение считается пропорциональным силе давления газа на площадь скользящего уса манжеты, плохо согласуется с результатами испытаний.

Для уточнения теории был выполнен расчёт НДС усов манжеты при использовании дифференциальных уравнений для тонкостенной цилиндрической втулки переменной толщины. Точкой начала контакта с опорой скользящий ус разбивался на 2 зоны (контактную и свободную); координата этой точки определялась в итерационном алгоритме. На краях принимались условия защемления для контакта с дном манжеты и свободного опирания на противоположном конце. Параметры защемления определялись при решении задачи упругого (для высокого давления – упругопластического) деформирования дна. В контактной зоне учитывалось поле давлений газа в зазоре, которое рассчитывалось по уравнениям изотермической модели ламинарного течения (здесь производная от квадрата давления газа по длине зазора является постоянной величиной).

Результаты расчёта по новой модели выявили заметное влияние начальных зазоров (которые, в том числе, зависят от температуры материала) и углов конусности усов манжеты на величину распределенной реакции в уплотняющем контакте. Но ещё большим оказалось влияние относительной толщины (которая у внутреннего уса выше, чем у внешнего). Причем при переходе от внешнего к внутреннему усю сила давления газа на его площадь (закономерно) снижается, а сила трения – увеличивается, что противоречит прежней теории.

Учитывая большое число влияющих факторов, на этом этапе исследования ограничились расчётом сил трения в манжетах разрабатываемой пневмосистемы, но в дальнейшем планируется получить аналитическую зависимость этой силы от геометрических, прочностных и силовых параметров уплотнения.

Наукове видання

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної конференції  
присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ,  
85-річчю заснування автомобільного факультету  
та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника:

**"Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті"**

**15-16 жовтня 2015 р.**

Адреса: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25

Відповідальний за випуск                      О.В. Сараєв

Комп'ютерна верстка                              О. В. Воропай

Всі матеріали збірника представлені в авторській редакції.

Підписано до друку  
Формат 60x84<sup>1/16</sup>. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.  
Друк ксерографічний. Ум. друк. арк. 18.1. Обл.-вид.арк. 15.6.  
Наклад 50 прим. Зам. №05-13

---

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців  
ДК №333 від 09.02.2001р.  
61023, м.Харків, а/с 10325. Тел. (057)714-09-08