

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО

УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»

Сборник научных трудов

**Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение»,
посвященный 125-летию НТУ «ХПИ» и 80-летию
кафедры «Автомобиле- и тракторостроения»**

33 '2010

Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета по инфор-
мационной политике Украины
КВ N5256 от 2.07.2001

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.Л. Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Зам. Председателя

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.

Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

Л.М. Бесов, д-р техн. наук, проф.

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.

М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.

А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.

В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.

В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.

И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

Ю.И. Зайцев, д-р техн. наук, проф.

П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.

С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.

В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.

В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.

Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.

В.С. Луников, д-р техн. наук, проф.

О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.

В.И. Николаенко, д-р техн. наук, проф.

П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф.

В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.

М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.

Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора

Н.Е. Сергиенко, канд. техн. наук, доц.

Ответственный секретарь

В.И. Мироненко, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

В.П. Волков, д-р техн. наук, проф.

Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.

О.В. Григоров, д-р техн. наук, проф.

Б.И. Кальченко, д-р техн. наук, проф.

А.Т. Лебедев, д-р техн. наук, проф.

В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.

В.П. Писарев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Подригало, д-р техн. наук, проф.

А.М. Пойда, д-р техн. наук, проф.

В.П. Сахно, д-р техн. наук, проф.

А.П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра «Автомобиле-и
тракторостроения»

Тел. (057) 70-76-464

УДК 629.113:629.114

Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. - № 33, - 140 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований и разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХП»

Протокол № 6 від 6. 07. 2010 р.

УДК 378.096

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»

РЕБРОВ А.Ю., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»

80 ЛЕТ ИЗ 125: КРАТКАЯ ИСТОРИЯ СОТРУДНИЧЕСТВА КАФЕДРЫ АВТОМОБІЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ НТУ «ХПІ» И ОАО «ХТЗ»

Виповнюється 80 років з дати заснування кафедри автомобіле- та тракторобудування НТУ «ХПІ». Розглянута історія співпраці кафедри та ОАО «ХТЗ» протягом усього цього періоду.

В замечательной 125 летней истории национального технического университета «Харьковский политехнический институт» есть десятки крупнейших предприятий бывшего Советского союза и Украины в различных отраслях промышленности, с которыми наш университет плодотворно сотрудничает многие десятилетия, и особое место среди них занимает ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе». Наша добрая и искренняя дружба уже на протяжении 80-ти лет основана на совместных работах по созданию и модернизации тракторов с маркой ХТЗ, а также на подготовке специалистов для завода.

Харьковский тракторный завод и национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» - уникальные по своим производственным и научным возможностям гиганты с неповторимой историей и новейшими устремлениями в будущее. Глубокие и всесторонние связи ХТЗ и ХПИ живут и развиваются в течении уже 80 лет, с того далекого января 1930 года, когда на пустыре в 15-ты километрах от Харькова в 16-течении ты ударных месяцев был построен колосс мирового тракторостроения Харьковский тракторный завод и в том же 1930 году для подготовки квалифицированных кадров и научно-технического сопровождения производства на ХТЗ в Харьковском механико-машиностроительном институте (теперь НТУ «ХПИ») создан автотракторный факультет и при нем - кафедра «Тракторостроения» (теперь кафедра «Автомобіле- и тракторостроения»).

В год славного юбилея - 125-летия со дня основания НТУ «ХПИ» -кафедра «Автомобіле- и тракторостроения» также отмечает свой 80- летний юбилей. Годы ее существования внесли достойный вклад в становление и постепенное развитие научной мысли в области теории автомобилей и тракторов. Кафедра занимает одно с ведущих мест по уровню подготовки высококвалифицированных кадров в области автомобиле- и тракторостроения, является профильной для ОАО «ХТЗ» с точки зрения подготовки конструкторов, проведения научных исследований и перспективных опытно-конструкторских разработок.

По данным НТУ «ХПИ» и отдела кадров ОАО «ХТЗ» из 5700 специалистов, которые выпустила за 80 лет своего существования и сотрудничества с ХТЗ профильная кафедра «Автомобіле- и тракторостроения», около 1200 выпускников в разные годы связывали свою жизнь с Харьковским тракторным заводом. Сегодня из 688 руководителей и специалистов завода 238- выпускники ХПИ, из которых 112 получили образование на кафедре «Автомобіле- и тракторостроения».

С первых дней основания кафедры и ее работы отводится особенное внимание фундаментальной теоретической, обще инженерной и специальной подготовке будущих специалистов, развития практических навыков проектирования и экспериментальных исследований колесных и гусеничных машин, в частности колесных и гусеничных тракторов. Для этого при кафедре создано мощную материально-техническую базу для изучения и исследования систем, узлов и агрегатов разных видов колесной и гусеничной техники.

Основателем кафедры «Автомобиле- и тракторостроения» и ее научной школы является выдающийся ученый, академик, доктор технических наук, профессор Медведев Михаил Иванович, который возглавлял кафедру с 1930 г. по 1962 г.

В последующие годы кафедрой заведовали: проф., к.т.н. Шепеленко Г.Н. (с 1962 по 1974), проф., д.т.н. Коденко М.Н. (с 1974 по 1994), проф., к.т.н. Великодний В.М. (с 1994 по 2001). С 2001 года и по настоящее время кафедрой руководит проф., д.т.н. Самородов В.Б. При этом М.И. Медведев с 1934г. по 1962г. был деканом Автотракторного факультета, а Г.Н. Шепеленко с 1962г. по 1986г. - деканом факультета «Транспортного машиностроения».



Шепеленко
Георгий Николаевич



Медведев
Михаил Иванович



Самородов
Вадим Борисович



Коденко Михаил Николаевич

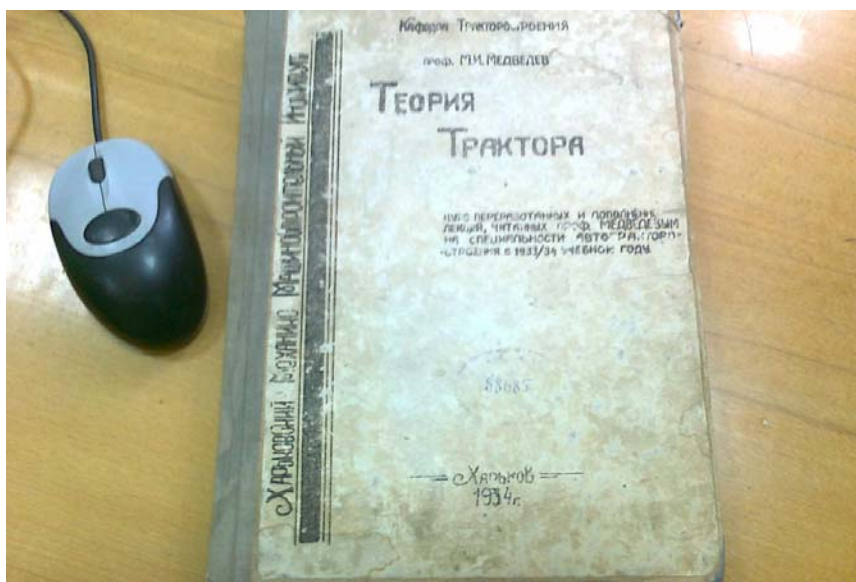


Великодний Валерий Михайлович

Работы основателя кафедры М. И. Медведева по теории гусеничных машин и теории трактора хорошо известны в нашей стране и за ее пределами. Имя профессора М. И. Медведева неразрывно связано со становлением и развитием таких промышленных гигантов Украины, как Харьковский тракторный завод и завод им. Малышева.

Среди фундаментальных научных работ М. И. Медведева следует выделить монографию «Гусеничное зацепление тракторов» (1935 г.), посвященную теории гусеничного движителя, в котором автор разработал кинематику гусеничного движителя, установил зависимость его КПД от скорости движения трактора, обосновал расположение ведущего колеса (заднее или переднее), предложил метод профилирования гусеничного зацепления, которое обеспечивает контакт звена цепи с ведущим колесом не по линии, а по поверхности. В довоенный период выходят работы «Конструирование трактора», «Теория гусеничных систем», «Альбом по гусеничным системам». М. И. Медведев был автором одного из первых учебников «Теория трактора», где он обобщил накопленные раньше, но разрозненные разработки из

теории трактора, систематизировал их и последовательно изложил. Уникальный экземпляр учебника «Теория трактора», изданного в единственном экземпляре в виде рукописи на кафедре «Тракторостроение» Харьковского механико – машиностроительного института как «курс переработанных и дополненных лекций, читанных проф. Медведевым М.И. на специальности автотракторостроения в 1933/34 учебном году» был преподнесен в дар на 75-ти летний юбилей кафедры ее замечательным выпускником проф. А.Т. Лебедевым – учеником проф. М.И. Медведева.



Под руководством проф. М. И. Медведева в 50-х годах разработкой теоретических основ теории гусеничного трактора плодотворно работали его ученики, которые исследовали параметры гусеничного зацепления трактора и его ходовой системы; разрабатывали теоретические основы гусеничного зацепления и обосновывали компоновку гусеничного движителя; обосновывались параметры бортовой передачи и ведущего колеса гусеничного трактора, исследовали кинематику и динамику поворота гусеничного трактора, обосновали параметры механизма поворота трактора. Результаты этих исследований введены в конструкции трактора ДТ-54, что на протяжении многих лет выпускался на ХТЗ.

Многогранность научного таланта и широкий круг научных интересов М. И. Медведева разрешало охватить широкий спектр научных задач, над которыми он плодотворно работал с коллективом кафедры, исследовал и совершенствовал гидроприводы тракторной техники, проводил работы по повышению управляемости и стойкости движения гусеничных тракторов.

К Харьковской школе учеников и последователей М.И. Медведева - ученых-тракторостроителей - можно отнести А.В. Рославцева, Г.М. Кутькова, Г.Н. Шепеленко, М.Н. Коденко, В.Б. Самородова, Д. М. Митропана, А.Д. Артюшенко, М.Е. Сергиенка, В.Р. Мандрыку, В.И. Мироненка, О.Ю. Реброва. В трудах этих ученых получила свое дальнейшее развитие теория колесных и гусеничных тракторов в той или иной мере с использованием результатов научных исследований М.И. Медведева.

В 60-и года на кафедре был успешно разработанный и введенный в производство на ХТЗ новый тип гусеничного зацепления с увеличенной в несколько раз долговечностью, предложена новая конструкция звена гусеничной цепи. В 1966 - 1967 гг. коллективом кафедры вместе с ее отраслевой лабораторией началось

проектирование перспективных тракторов Т-150. В содружестве с отделом главного конструктора ХТЗ кафедра осуществляет научное сопровождение работ по усовершенствованию семейства тракторов типа Т-150. В настоящее время ведутся исследование по перспективным, более мощным тракторам, а также по созданию транспортной установки для сейсморазведки в Сибири.

На протяжении 60-х лет кафедра ежегодно укладывает договорные темы с тракторным заводом. Сотрудники кафедры исследуют вопросы относительно обоснования выбора шин, пневморессор, дифференциалов колесных тракторов ХТЗ. Результаты многолетней работы внедряются в конструкции тракторов Т-150, Т-150К.

В начале 60-х лет кафедрой разработана и введена в производство на харьковском тракторном заводе индивидуальная торсионная подвеска гусеничного трактора.

В 70-80 гг. в области тракторостроения происходит быстрый рост технического уровня и энергонасыщенности тракторов, который предоставляет реальные условия для комплексной автоматизации основных режимов работы машинно-тракторных агрегатов и операций, которые ими выполняются.

В начале 80-х годов под руководством заведующего кафедрой д.т.н., проф. М. М. Коденко коллектив кафедры занимается исследованиями вопросов управления режимами работы силовых передач тракторов, в том числе и гидрообъемных. Результаты исследований введены в конструкции бесступенчатого механизма поворота трактора ХТЗ-200. Научно-исследовательская группа под руководством проф. М. М. Коденко на протяжении 80-х и в начале 90-х лет успешно решала проблемы, связанные с автоматизацией и системами автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов.

Проблема снижения уровня колебаний на сидении трактора, который есть одним из основных эргономичных показателей, определяющих усталость, психофизические нагрузки тракториста и производительность машинно-тракторного агрегата является всегда актуальной. Кафедра решает эти проблемы с помощью хорошо развитых расчетно-теоретических методов теории колебаний и специализированного стенда для исследований сидений (проф. А.Д. Артюшенко).

В настоящее время научные работники кафедры исследуют проблематику повышения эффективности пахотного агрегата и автоматического управления подвесными пахотными агрегатами. Разработанная ими предыдущая конструкция регулятора глубины хода плуга введена в конструкцию подвесной системы трактора Т-150К.

Вопрос, связанный с расширением сферы применения мобильных транспортных средств, в том числе и колесных тракторов ХТЗ приводят к изучению вопросов их использования в качестве базовых моделей для оборудования импульсными пневматическими, электродинамическими и вибрационными сейсмоисточниками для геологоразведки. Разработаны несколько образцов сейсмоисточников введенных в производство и используются НВО «Нефтегеофизика» (доц. Сергиенко Н.Е.).

Разработки кафедры регулярно экспонировались на многих, в том числе и международных, выставках. Например, единая торсионная ходовая система тракторов класса 30кН была представлена на выставках в Москве (ВДНХ), Германии (г. Лейциг), Польши (г. Познань) и все удостоены золотых медалей. Мобильная сейсмоустановка «Енисей» экспонировалась в Болгарии, Венгрии, Германии, Польши, США и награждена семью медалями. После представления этой установки в Канзас-сити и Новом Орлеане (США) ряд американских фирм приобрели 5 таких установок.

Новая страница истории научно-исследовательской работы кафедры в сотрудничестве с Харьковским тракторным заводом начинается с 2001 года, когда исследователи кафедры под руководством заведующего кафедрой проф., д.т. н. В.

Б. Самородова настойчиво займаються науко-исследовательской роботою по трем главным направлениям исследований.

Первое и главное научное направление - новое для кафедры - структурный и параметрический синтез гидрообъемно-механических трансмиссий автомобилей и тракторов, исследование и обоснование конструктивных параметров бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий. Это направление привнесено научными работами, в частности результатами докторской диссертации проф. В.Б. Самородова. В основу направления положено предложенный метод автоматизированного матричного анализа нелинейных (за счет потерь) систем уравнений, которые описывают работу бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий автомобилей, тракторов, других мобильных машин и транспортных средств. Значительными конкретными результатами в этом направлении есть разработка оригинальных двухпоточных ГОМТ для МТЛБ в опытном производстве ОГКТ ХТЗ, модернизация ступенчатой механической коробки передач МТЛБ путем синтеза гидрообъемного механизма поворота, участие в расчетно-теоретическом обосновании гидрообъемного механизма поворота трактора ХТЗ-200, расчетно-теоретическая оценка силовых факторов в коробках перемены передач серийных тракторов и в трансмиссии промышленного трактора ТС-10.



Образцы гидрообъемно-механических трансмиссий, разработанных кафедрой совместно с ОАО „ХТЗ им. С. Орджоникидзе” и ГП завод им. Малышева.

Сегодня в направлении структурного и параметрического синтеза трансмиссий тракторов, исследование и обоснование их конструктивных параметров с ОАО «ХТЗ» ведется огромная научно - прикладная работа по научному обоснованию, разработке и изготовлению бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии для трактора мощностью 240 к.с.

Крупным, без сомнения историческим шагом в этом направлении, является подписание 13 августа 2010 года договора между ОАО «ХТЗ» и НТУ «ХПИ» по разработке и созданию бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии для колесного трактора производства ХТЗ. Со стороны ОАО «ХТЗ» договор подписал исполнительный директор Калинин Сергей Валерьевич, со стороны НТУ «ХПИ» - ректор ТОВАЖНЯНСКИЙ Леонид Леонидович. Исполнитель по договору - кафедра «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ».



Подписание договора между НТУ «ХПИ» и ОАО «ХТЗ» о создании нового трактора с бесступенчатой трансмиссией

Цель указанного проекта - научное обоснование оптимальной схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии для перспективного трактора ХТЗ мощностью 240 л.с., ее автоматизированное проектирование - выпуск рабочих чертежей, создание базы покупных изделий, сборка трансмиссии и ее испытание на тракторе в полевых условиях совместно со специалистами завода.

Результатом работы по подписанному договору будет создание первого в Украине трактора с бесступенчатой трансмиссией, технический уровень которого позволит обеспечить ощутимую конкуренцию ведущим мировым производителям тракторов, в первую очередь на территории Украины и стран СНГ. Своевременность разработки трактора с бесступенчатой трансмиссией обусловлена отсутствием аналогов таких трансмиссий в Украине, в Республике Беларусь, а также в российских заводах - производителях тракторов. Это позволит занять нишу высокотехнологичных и эргономичных тракторов как на украинском, так и на российском рынках. Для ХТЗ переход на выпуск тракторов с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией является новым инновационным вектором в развитии и в повышении конкурентоспособности своей продукции. Конечная цель проекта - новый конкурентоспособный трактор производства ХТЗ, который станет основанием новой линейки тракторов ХТЗ с бесступенчатыми трансмиссиями.

Следует особо отметить, что методологической основой для создания нового поколения отечественных тракторов с бесступенчатыми трансмиссиями явилось выполнение кафедрой «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» в период 2007-2009 гг. фундаментальной госбюджетной темы «Научные основы синтеза машин-тракторных агрегатов в сельскохозяйственном машиностроении». Именно результаты фундаментальных исследований позволяют кафедре сегодня смело переходить к прикладным расчетно-теоретическим работам по выбору оптимальной структуры и наиболее рациональных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии конкретного трактора по критериям наилучших технико-экономических показателей машинно-тракторного агрегата при выполнении им различных технологических операций.

Важным для кафедры, для университета да и в целом для науки в области тракторостроения является то, что в рамках заключенного с ОАО «ХТЗ» договора планируется защита двух кандидатских диссертаций в конце 2011- начале 2012 года и одна - в конце 2012 года.

Второе важное научное направление, также новое для кафедры, начинает свое развитие с 2006 года - это направление исследований «Пространственно-топологический подход к анализу взаимосвязей основных технико-экономических показателей автомобилей и тракторов с целью их повышения». Кафедра активно работает над научными основами этого направления. В рамках этого направления предусмотрено использование и развитие аналитических методов исследований, в частности методов оптимизации, которые применяются в имитационном моделировании процессов функционирования машинно-тракторных агрегатов при выполнении основных технологических операций по обработке грунта, а также оптимизационная технология реализации комплекса математических моделей по определению и повышению основных технико-экономических и энергетических показателей тяговых технологических систем на базе колесных и гусеничных тракторов. В этом направлении ученые кафедры уже опубликовали свыше 20 научных статей и докладов на научных конференциях. Кафедра «Автомобиле- и тракторостроения» подготовила проект-запрос на проведение в 2011-2012 годах фундаментальной госбюджетной работы «Концептуальные основы повышения тягово-энергетических и технико-экономических показателей сельскохозяйственных тракторов на основе пространственно-топологических представлений». В формате этой фундаментальной госбюджетной работы на кафедре планируется защита двух кандидатских и одной докторской диссертаций до 2015 года.

Третье традиционное направление исследований кафедры в формате сотрудничества с ОАО «ХТЗ» связано с созданием перспективных гусеничных движителей тракторов, обоснованием их конструкции и эксплуатационных показателей, снижением динамических нагрузок на узлы и системы трактора и улучшение агроэкологических показателей путем снижения уплотняющего влияния гусеничного движителя на грунт. С конца 90-х лет кафедра активно сотрудничает с ХТЗ за рядом научных тематик над созданием перспективных гусеничных движителей и усовершенствованием имеющихся конструкций. Коллектив кафедры разрабатывает теоретические основы перехода на торсионные и смешанные балансирно-торсионные подвески гусеничных тракторов. Результаты научных исследований и полученные экспериментальные данные разрешают ХТЗ внедрять в производство перспективные конструкции подвесок для гусеничных тракторов ХТЗ-180, ХТЗ-181.

С августа 2010 года вместе с кафедрой «Интегрированные технологии, процессы и аппараты» (зав. кафедрой проф. Л. Л. Товажнянский) кафедра «Автомобиле- и тракторостроения» выполняет хозяйственную работу по повышению долговечности гусеницы тракторов классов 3 и 5. Важность результатов этой работы состоит не только в повышении надежности гусеничных движителей, но и в практической отработке наукоемких технологий упрочнения ответственных деталей, которые немедленно могут быть использованы для повышения надежности деталей трансмиссий, двигателей и т.д.

Научные интересы преподавателей и сотрудников кафедры традиционно связаны с исследованиями в сотрудничестве с отделом главного конструктора ХТЗ динамических процессов и усовершенствованием конструкций практически всех систем, узлов и агрегатов тракторов: гусеничных и колесных движителей, систем поддрессоривания, систем рулевого управления и тормозных систем, всех элементов трансмиссий, а также созданием на базе самоходных машин технологических агрегатов.

С начала 2005г. на Харьковском тракторном заводе под руководством проф. В. Б. Самородова (в 2005-2006 годах он занимал должность заместителя директора ОАО «ХТЗ» из модернизации и перспективных разработок - директора научно-технического центра ХТЗ, одновременно оставаясь заведующим кафедрой) управление главного конструктора и опытно-экспериментальное производство провели модернизацию

тракторів ХТЗ-17221, ХТЗ-17021, ХТЗ-16331 і ХТЗ-3110. Началась модернізація гідравлических і електрических систем указаних тракторів. Была существенно модернізована кабіна з точки зрення ергономіки і дизайну, для чого были привлеченні найлучші дизайнерські фірми Києва і Дніпропетровська. В результаті модернізації вся лінійка нових тракторів ХТЗ получила сучасний дизайн. Уже в октябрі 2006 года они експонувались на міжнародній виставці «Золота осінь» в Москві і вызвали не лиші бы якую заінтересованність.



Лінійка тракторів ХТЗ на виставці
ВДНХ в Москві



Переговори керівництва ХТЗ
з керівниками фірми «Фенд»

Вперше на ХТЗ в 2005-2006 гг. под керівництвом В. Б. Самородова спільно з управлінням головного конструктора, опытно-експериментальним цехом, кафедрами ХНУСг (проф. А. Т. Лебедев) і ХНАУ (проф. В. Ф. Пащенко) проведено масштабні порівняльні польові випробування тракторів різних тягових класів і виробників. Результати цих випробувань, а також щорічні науково-технічні поради з привлеченням не тільки конструкторського складу ХТЗ, а і провідних спеціалістів області привели учених до висновків стосно необхідності розробки і обґрунтування нових критеріїв ефективності машино-тракторних агрегатів, дали толчок до розвитку нового наукового напрямку «Просторово-топологічний підхід до аналізу взаємозв'язків основних техніко-економічних показників тракторів з метою їх підвищення».



Спільні полігонні випробування ОАО «ХТЗ» і НТУ «ХПІ»

В эти же годы на заводе было проведено 8 научно-технических советов под председательством д.т.н., проф. Самородова В.Б. и при активном участии ученых кафедры (к.т.н., доц. Сергиенко Н.Э., к.т.н., доц. Рогов А.В., ст. преп. Мирошниченко Н.В., проф. Артюшенко А.Д.). На этих научно-технических советах были определены важные направления в создании и модернизации тракторов ХТЗ на период до 2010 года. В частности в ноябре 2006 года было обосновано и принято решение по созданию нового трактора ХТЗ-220, которое успешно реализовано коллективом ХТЗ уже в 2009 году.

Харьковский тракторный завод остается единственным предприятием на территории Украины, которое выпускает одновременно колесные и гусеничные трактора. ОАО «ХТЗ» имеет статус градообразующего предприятия-гиганта. Около 40 тысяч тракторов производства ХТЗ работают на полях Украины и многие десятки тысяч - за ее пределами, подтверждая простоту, надежность и долговечность продукции ХТЗ. В кратчайшие сроки - за последние 5 лет - завод произвел глубокую модернизацию тракторов класса 3 и 4 (серии 160 и 170), создал новый колесный трактор класса 6 с мощностью двигателя 220л.с., освоил производство и выпуск промышленного трактора Т-10, модернизировал и восстановил выпуск трактора ХТЗ-2511 (класс 0,6) для малых фермерских хозяйств. Приобретено новое современное оборудование, произведена оптимизация персонала и производственных площадей завода, внедрена Іт-система управления предприятием и многое другое.

Сегодня на заводе производится глубокая модернизация всей линейки выпускаемых тракторов с целью повышения их технико-экономических показателей и эргономических качеств, улучшения их дизайна и конкурентоспособности в целом.

Особое внимание ХТЗ уделяет перспективам развития. В ближайших планах завода создание совместно с НТУ «ХПИ» новых тракторов с прогрессивными бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями с джойстиковым управлением, интеллектуальными информационными системами контроля и диагностики систем трактора, навигационным оборудованием для ведения точного земледелия, с эффективными гидравлическими системами навесных устройств с современными секционными пропорциональными распределителями.

Активное развитие связей с вузовской наукой, создание новой гибкой системы пополнения высококвалифицированными кадрами конструкторских, технологических и производственно-технических подразделений завода в огромной степени будет способствовать выполнению указанных задач, стоящих перед ХТЗ.

В современном тракторе около 5,5 тысяч деталей, десятки сложных механических, гидравлических и электрических систем. Модернизация и развитие трактора, прогресс в области отечественного тракторостроения требует привлечения целого симбиоза наук - механики и математики, гидравлики, электроники, материаловедения, экономики, сельскохозяйственных наук и т.д. Научный потенциал НТУ «ХПИ» готов подключиться к модернизации существующих систем и разработке новых систем тракторов силами десятков мощных кафедр и создать совместно с ХТЗ эффективный инновационный научно-производственный и учебный центр. По мере своих скромных сил в этом процессе всегда будет участвовать коллектив профильной кафедры «Автомобиле- и тракторостроение».

УДК 378.096:629(091)

ЕПИФАНОВ В.В., к.т.н., НТУ "ХПИ"

**ФАКУЛЬТЕТ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ НТУ "ХПИ":
ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА (К 45-ЛЕТИЮ ОСНОВАНИЯ)**

У 2010 році виповнюється 45 років з моменту створення факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Наведено відомості з історії, сьогодення та перспектив розвитку факультету.

Факультет транспортного машиностроения Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" (НТУ "ХПИ") образован в 1965 году на базе факультета тракторного и сельскохозяйственного машиностроения (кафедра "Тракторостроение", ныне – кафедра "Автомобиле- и тракторостроение" (АТ)) и переведенных с энергомашиностроительного факультета кафедр "Двигатели внутреннего сгорания" (ДВС), "Локомотивостроение" (ЛС), сейчас – кафедра "Электрический транспорт и тепловозостроение" (ЭТТ).

Деканом факультета был избран кандидат технических наук, доцент (с 1995 года – профессор) кафедры АТ Шепеленко Георгий Николаевич. В период 1986-2000 годов деканом работал кандидат технических наук, доцент (с 1997 года – профессор) кафедры "Колесные и гусеничные машины им. А.А. Морозова" (КГМ) Белов Виктор Константинович. В 2000 году деканом избран кандидат технических наук, доцент (с 2003 года – профессор) кафедры КГМ Епифанов Виталий Валериевич.

Заместителями декана по учебной работе (дневное обучение) были: доцент кафедры АТ Климов Анатолий Карпович (1965-1977 годы), доцент кафедры ДВС Шпак Владимир Феоктистович (1977-1984 годы), доцент кафедры КГМ Абляскин Олег Ибрагимович (1984-1986 годы), доцент кафедры ЛС Добровольский Владислав Леонидович (1986-1988 годы), доцент кафедры ДВС Семенов Владимир Григорьевич (1988-1998 годы), доцент Епифанов В.В. (1998-2000 годы), доцент кафедры КГМ Устиненко Александр Витальевич (2000-2004 годы), доцент кафедры ДВС Прокопенко Николай Викторович (с 2004 года).

Заместителями декана по учебной работе (заочное и вечернее обучение) трудились: доцент (с 1984 года – профессор) кафедры ДВС Разлейцев Николай Фокеевич (1968-1972 годы) и доцент (с 2004 года – профессор) кафедры АТ Митропан Дмитрий Макарович (с 1972 года). В 1996 году эта должность упразднена.

В 1993 году введена должность заместителя декана по воспитательной работе, на которой работает доцент Шпак В.Ф., а с 2007 года – доцент кафедры АТ Сергиенко Николай Егорович.

В 2000 году восстановлена должность заместителя декана по научной работе, которую занимали: старший научный сотрудник кафедры ДВС Семенов В.Г., затем докторант кафедры КГМ Ткачук Николай Анатольевич, с 2002 года – доцент Прокопенко Н.В., с 2004 года – доцент Сергиенко Н.Е., с 2007 – доцент кафедры АТ Рогов Андрей Владимирович.

На должности заместителя декана по контрактному обучению с 2004 года работают доцент Прокопенко Н.В., затем доцент кафедры КГМ Воронцов Сергей Николаевич.

В 2005 году введена должность заместителя декана по методической работе, на которую назначен доцент (с 2008 года – профессор) кафедры АТ Абляскин О.И.

Должность заместителя декана по физической культуре и спорту с 1988 года занимает старший преподаватель кафедры "Физическое воспитание", судья Международной категории (1998 год), мастер спорта СССР Грдзелидзе Сергей Рипатович.

Происходили изменения и в руководящем составе кафедр факультета.

Со времени основания факультета кафедрой АТ заведуют: доцент Шепеленко Г.Н., с 1974 года – кандидат технических наук, доцент (с 1983 года – доктор

технічних наук, професор) Коденко Михайл Николаевич, с 1994 года – кандидат технічних наук, доцент (с 2000 года – професор) Великодний Валерий Михайлович. С 2001 года кафедрой руководит академик Академии наук высшего образования (АНВО) Украины (2008 год), доктор технічних наук, професор Самородов Вадим Борисович.

Кафедру ДВС возглавлял доктор технічних наук, професор Глаголев Николай Матвеевич, а с 1970 года – Заслуженный деятель науки (1985 год), лауреат Государственной премии (2008 год), академик АНВО Украины (1993 год), доктор технічних наук, професор Шеховцов Анатолий Федорович. С 2001 года кафедрой заведует Заслуженный деятель науки и техники (2005 год), лауреат Государственной премии (2008 год), академик АНВО Украины (2001 год), проректор НТУ"ХПИ" по научной работе, доктор технічних наук, професор Марченко Андрей Петрович.

Кафедру ЛС (с 2001 года – кафедра ЭТТ) возглавлял Заслуженный деятель науки Украины (1982 год), доктор технічних наук, професор Куценко Сергей Митрофанович, с 1990 года – доцент Добровольский В.Л. (1990-1993 годы), член-корреспондент Транспортной академии Украины (2009 год), кандидат технічних наук (с 2002 года – доктор технічних наук), доцент (с 2003 года – професор) Маслиев Вячеслав Георгиевич (1993-1998 годы). С 1998 года кафедрой заведует доктор технічних наук, професор Омеляненко Виктор Иванович.

В 1972 году создана кафедра КГМ (в 2004 году кафедре присвоено имя легендарного конструктора танков А.А. Морозова), на которую переведена часть студентов и преподавателей кафедры АТ. Возглавил кафедру доктор технічних наук, професор Аврамов Виталий Прокофьевич. С 1992 года кафедрой руководит академик АНВО (1994 год), Заслуженный деятель науки и техники (1998 год), лауреат Государственной премии Украины (2000 год), доктор технічних наук, професор Александров Евгений Евгеньевич, а с 2007 года – доктор технічних наук, доцент Волонцев Дмитрий Олегович.

В 1975 году в состав факультета введена кафедра "Высшая математика", которой руководят: кандидат физико-математических наук, доцент Мануйлова Алиса Михайловна, а с 1987 года – кандидат физико-математических наук, доцент (с 2000 года – професор) Геворкян Юрий Леванович. В 2002 году кафедра переведена на машиностроительный факультет.

В 2002 году в состав факультета включена кафедра "Теория механизмов, машин и роботов" (с 2005 года – кафедра "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин" (ТММ и САПР)), которую возглавил кандидат (с 2004 года – доктор) технічних наук, старший научный сотрудник (с 2005 года – доцент, с 2007 года – професор) Ткачук Н.А.

В настоящее время ведется подготовка студентов как по специальностям, существовавшим в момент создания факультета: "Колесные и гусеничные транспортные средства" (кафедра АТ), "Двигатели внутреннего сгорания" (кафедра ДВС), "Подвижной состав и специальная техника железнодорожного транспорта" (кафедра ЭТТ), "Военные гусеничные и колесные машины" (кафедра КГМ), так и по открытым в последние годы специальностям: "Электрические системы и комплексы транспортных средств" (с 1991 года, кафедра КГМ), "Электрический транспорт" (с 1998 года, кафедра ЭТТ), "Автомобили и автомобильное хозяйство" (с 2004 года, кафедра АТ), "Информационные технологии проектирования" (с 2004 года, кафедры КГМ, ТММ и САПР).

На кафедрах факультета, кроме упомянутых выше, работали видные ученые и организаторы учебного процесса, профессора: академик Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук Медведев М.И., лауреаты Государственной премии Украины Абрамчук Ф.И. и Кузнецов Б.И., Геронимус Я.Л., Гецович Е.М., Глаголев Н.М., Грунауэр А.А., Долгих И.Д., Загребельный В.Н., Изюмский В.П., Казачков Р.В., Любарский И.Е., Майер Я.М., Монич В.В., Мухачев П.М., Новгородцев В.А., Ольшевский В.П., Писарев В.П., Пойда А.Н., Рославцев А.В., Столяров Д.В., Третьак Е.И., Ходоревский М.Г., Цветков В.Т., Шокотов Н.К.

Сегодня учебный процесс осуществляют более 60 штатных преподавателей факультета, в том числе, кроме перечисленных ранее руководителей подразделений, профессора: лауреаты Государственной премии Украины Парсаданов И.В. и Пылев В.А., Артюшенко А.Д., Доманский В.Т., Дьяченко В.Г., Зарубина А.А., Медведев Н.Г., Омельченко В.Н. В подготовке специалистов задействованы и крупные руководители промышленности: Генеральный конструктор по созданию бронетанковой техники и артиллерийских систем – начальник Харьковского КБ по машиностроению им. А.А. Морозова, Герой Украины, лауреат Ленинской и Государственных премий, Заслуженный машиностроитель Украины, доктор технических наук, профессор Борисюк М.Д.; Заслуженный деятель науки и техники Украины, лауреат Государственной премии, доктор технических наук, профессор – Главный конструктор ГП "Завод им. Малышева" Зайончковский В.Н. и другие.

Применение прогрессивных методов обучения, широкое использование в учебном процессе современных средств вычислительной техники и программных продуктов, мощная материальная база, участие студентов в проведении научных исследований, позволяют обеспечить подготовку современных специалистов. Всего за годы существования на факультете подготовлено более восьми тысяч инженеров для промышленности Украины и зарубежных стран. Высокий уровень подготовки и востребованность специалистов подтверждается еще и тем, что конкурс при приеме на первый курс превышает 3 человека на место, а количество студентов контрактной формы обучения на факультете достигло 200.

Факультет гордится своими выпускниками, среди которых дважды Герой Социалистического труда, Главный конструктор по танковому дизелестроению Челябинского Кировского завода Трашутин И.Я., Герои Труда: Главные конструкторы Кировского завода Котин Ж.Я. и Попов Н.С., Министр тяжелого машиностроения СССР Петухов К.Д., директор Луганского тепловозостроительного завода Турик Н.А., директор Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе Саблев П.Е., Генеральный конструктор авиадвигателей Ивченко А.Г., Генеральный конструктор России по подводным лодкам Кваша Н.И., Генеральный конструктор Челябинского тракторного завода Бутов В.И. и многие другие.

На факультете успешно выполняется программа НТУ "ХПИ" "Кадры". За последние пять лет сотрудниками защищены 4 докторских и 15 кандидатских диссертаций. На кафедрах факультета работают три специализированных совета по защите докторских и кандидатских диссертаций по специальностям "Тепловые машины" (кафедра ДВС); "Вооружение и военная техника", "Системы и процессы управления" (кафедра КГМ), "Электрический транспорт" (кафедра ЭТТ).

Реализуя программу НТУ "ХПИ" "Учебник", преподаватели и научные сотрудники факультета за период 2005–2009 годы издали и подготовили к изданию более 10 учебников, монографий, учебных пособий. В 2008 году учебник "Двигатели внутреннего сгорания" в шести томах удостоен Государственной премии Украины в области науки и техники. На факультете издаются два научно-технических журнала: "Механика и машиностроение" (кафедра КГМ), "Двигатели внутреннего сгорания" (кафедра ДВС); сборники "Автомобиле- и тракторостроение" (кафедра АТ), "Машиноведения и САПР" (кафедра ТММ и САПР) и "Транспортное машиностроение".

Большое внимание уделяется научной работе. На всех кафедрах факультета ведутся хозяйственные и государственные темы, общий объем которых ежегодно составляет более 1 млн. гривен.

Мощный потенциал, созданный по всем направлениям деятельности за 45 лет существования факультета транспортного машиностроения, позволяет с уверенностью смотреть в будущее и решать новые задачи, которые ставит перед коллективом XXI век.

Поступила в редколлегию 10.07.10

УДК 631.372 (091) (477.54)

ЄПФАНОВА Н.В., інж., НТУ «ХПІ»
КРИЖАНОВСЬКИЙ В.Є., інж., ТОВ «Завод самохідних шасі»
СЕРГІЄНКО М.Є., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»

НАРИСИ ІСТОРІЇ ХАРКІВСЬКОГО ЗАВОДУ ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ

Представлены основные вехи истории предприятия и краткая информация о продукции, которую выпускали на Харьковском заводе тракторных самоходных шасси.

Вступ. Поряд із великими підприємствами галузі тракторобудування, що виготовляли значну кількість найрізноманітніших машин, існують заводи, асортимент продукції яких менш відомий, проте не менш потрібний для сільського господарства.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Відома низка робіт, присвячених гіганту тракторобудування нашої країни – Харківському тракторному заводу ім. С. Орджонікідзе (ХТЗ) [1 – 5], але зовсім небагато публікацій, де розповідалося б про Харківський завод тракторних самохідних шасі (ХЗТСШ). У цій статті подано нарис з історії цього підприємства що, безперечно, залишив помітний слід у вітчизняному тракторобудуванні.

Мета та постановка завдання. Метою даної роботи є розкриття маловідомих сторінок історії вітчизняного тракторобудування на прикладі ХЗТСШ, спираючись, насамперед, на архівні матеріали.

Історія ХЗТСШ від зародження до сьогодення. Колісні трактори, які є продукцією ХЗТСШ, виготовляли у м. Харкові від самого початку тракторобудування на цій території. Першим на виробництво такого типу машин став ХТЗ, де у 1931 р. розпочато випуск трактора СХТЗ-15/30. Щоправда, згодом ХТЗ зробив акцент на виготовленні гусеничної техніки.

У 1947 р. лютневий пленум Центрального Комітету ВКП(б) прийняв розгорнуту постанову «Щодо заходів підняття рівня сільського господарства у повоєнний період». У розвиток цієї постанови, 15 жовтня 1949 р. Рада Міністрів Союзу РСР ухвалила рішення про утворення на базі Центрального авторемонтного заводу Міністерства збройних сил СРСР Харківського трактороскладального заводу, а спільною постановою Ради Міністрів Української РСР та КП(б)У його переведено під керівництво Міністерства місцевої промисловості УРСР.

Діяльність підприємства розпочалася з виробництва тракторів ХТЗ-7 (рис. 1). Це був універсальний садово-огородній трактор, що розроблений конструкторами ХТЗ. Машина мала бензиновий двигун потужністю 12 к.с. У зв'язку з реконструкцією та розширенням заводу, а також збільшенням випуску тракторів ХТЗ-7, постановою Ради Міністрів СРСР від 16 березня 1951 р. та указом Президії Верховної Ради СРСР від 20 березня 1951 р. підприємство було передано під керівництво Міністерства автотракторної промисловості з безпосередньою підлеглистю Головатракторпрому.

Виробництво на трактороскладальному заводі із самого початку базувалося на широкій кооперації: постачання деталей здійснювалося з понад 150 підприємств. Структурно на той час основу заводу становили два складальні цехи. У одному з них

складали трактори, а в іншому – двигуни. Крім того, був іще й механічний цех, у якому виготовляли деталі з чорного прокату та обробляли близько 200 найменувань чавунних та сталевих заготовок. Випуск тракторів ХТЗ-7 тривав шість років (1950 – 1956 рр.). За

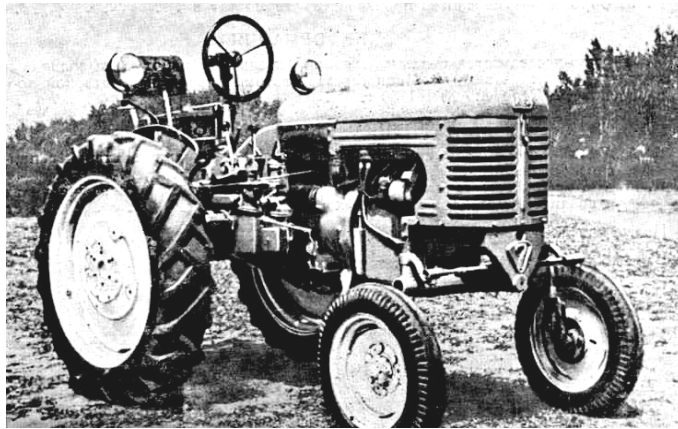


Рисунок 1 – Універсальний трактор ХТЗ-7

цей час завод надав сільському господарству більш ніж 37000 машин, у тому числі близько 3500 понад заплановану кількість. Слід зазначити, що на початку виробництва собівартість трактора ХТЗ-7 була високою, але після впровадження нових технологій та завдяки розвитку раціоналізаторської роботи, створення поточкових і групових ліній та значного зменшення кооперативних поставок від неспеціалізованих підприємств, собівартість ХТЗ-7 значно зменшилась. За розробку та освоєння виробництва ХТЗ-7 отримали Сталінську премію 1952 р. декілька фахівців ХТЗ та такі співробітники трактороскладального заводу: І.М. Медведєв (директор), С.О. Серіков (головний інженер), К.А. Кацевич (головний конструктор) [1, с. 95 – 96; 6, с. 5 – 12, 62 – 67].

Зі зростанням потреб народного господарства у новій техніці, конструктори заводу разом із фахівцями Наукового автотракторного інституту (м. Москва) сконструювали самохідне шасі ДСШ-14 (рис. 2). Від звичайного трактора самохідне шасі відрізняється компоновкою: двигун, трансмісія, пост керування становлять єдиний блок, який розташований над заднім мостом шасі, а у передній частині знаходиться відкрита рама та передній міст. Рама звичайно двобалкова, рідше однобалкова. На рамі встановлюється різноманітне навісне (сільськогосподарське або спеціальне) обладнання, у базовому компонованні – кузов-самоскид. Завдяки тому, що обладнання знаходиться попереду, його добре видно та їм легко керувати. Це обладнання є швидконавісним і приводиться до дії за допомогою гідравлічної системи. Новостворене самохідне шасі мало дизельний двигун потужністю 14 к.с., який постачав ХТЗ. Дизельний трактор мав велику перевагу порівняно з попереднім, оскільки був більш потужним та економічним. Виробництво нової машини розпочато з квітня 1956 р. Починаючи з цього року за порівняно невеликий проміжок часу колектив заводу зробив декілька модифікацій ДСШ-14. Зокрема, такою модифікацією був ДСШ-14М, що відрізнявся від базової моделі наявністю електростартерного запуску двигуна. Виробництво трактора ДСШ-14 та його модифікацій тривало два роки. Порівняльні випробування ДСШ-14 з аналогічним за класом трактором ДТ-14 показали певні переваги самохідного шасі, у тому числі як просапного трактора [7, с. 15 – 26, 49 – 55; 8, с. 24; 9, с. 57 – 62].

Одночасно з випуском заводом ДСШ-14 конструкторське бюро заводу разом із НАТІ на основі наказу Міністерства тракторного та сільськогосподарського

машинобудування СРСР від 17 листопада 1956 р. про розвиток та освоєння нової техніки, вели розробку перспективної конструкції самохідного шасі ДВСШ-16 з



Рисунок 2 – Самохідне шасі ДСШ-14

дизельним двигуном Д-16 потужністю 16 к.с. повітряного охолодження. У зв'язку з цим зазнали конструктивної зміни низка деталей та вузлів. Усе це потребувало подальшої реконструкції заводу, введення до дії нових виробничих потужностей, зокрема механічних цехів, задля виготовлення деталей для двигуна Д-16 та самохідного шасі ДВСШ-16. Виробництво його розпочалося з другої половини 1958 р. та здійснювалось без зупинки іншого виробництва.

Взимку 1959 р. відбулося злиття Харківського трактороскладального заводу з ливарно-механічним. Внаслідок цього на основі додаткових виробничих площ створено новий механічний цех, що виготовляв задній і передній бруси, корпус диференціала та інші складні трудомісткі деталі. Підприємство одночасно виготовляє трактори, будівельні та монтажні крани вантажопідйомністю від 3 до 30 т. Випуск кранів тривав до 1961 р. Подальша спеціалізація заводу призвела до зняття з виробництва кранів [7, с. 80 – 93].

Наприкінці серпня 1960 р. вийшла постанова Ради Міністрів УРСР № 1408, а у вересні – на розвиток її – постанова Харківської Ради народного господарства № 429 щодо виробництва на Харківському трактороскладальному заводі нового самохідного шасі. У перші роки семирічки (1959 – 1965 рр.), поряд з виробництвом ДВСШ-16, закінчуються конструкторські роботи зі створення нового виробу. Під час його проектування колектив конструкторів виконав важливе на той час завдання – при покращенні конструктивних та експлуатаційних якостей машини було зменшено металоємність та вагу. Крім того, у 1960 р. колектив заводу опановує виробництво гусеничного трактора ДТ-20-В та виготовляє більш ніж 1000 одиниць. Згодом цю машину серійно виготовляли на Кишинівському тракторному заводі.

У цей період постає питання подальшої спеціалізації заводу, технічного переоснащення та прискорення темпів реконструкції підприємства. Вивільняються виробничі потужності, на яких створюють новий пресовий цех. Частина обладнання без зупинки виробництва перенесена з раніше наявної пресової ділянки. Після будівництва пресового цеху починаються роботи зі створення складального комплексу з фарбувальним відділенням. Колективи відділу головного технолога, бюро механізації та автоматизації у співробітництві з працівниками конструкторського відділу, розробили нову конвеєрну лінію. Практично усе обладнання було виготовлено силами

заводу – фахівцями бюро механізації та автоматизації та ремонтно-механічного цеху. Оскільки по Харківському трактороскладальному заводу передбачалось збільшення випуску продукції майже втричі, аналогічно підвищились темпи реконструкції. Без зупинки виробництва створено нові потокові лінії виготовлення деталей у четвертому механічному цехові разом з одночасним упровадженням агрегатних та універсальних станків. Завдяки колективу бюро механізації та автоматизації створено таке обладнання та засоби транспортування деталей, які дозволяли механізувати складні та допоміжні ручні операції.

У червні 1961 р. з конвеєра нового складального цеху зійшли перші трактори Т-16 (рис. 3). Новий цех відрізнявся від старого за багатьма показниками. Зокрема, було створено декілька конвеєрних ліній, на яких здійснювалось комплектування бортових та головних передач, складання тракторів. У комплексно-механізованому складальному цехові передбачено також мийку, сушку та фарбування деталей із застосуванням найновіших досягнень тогочасної науки та техніки – терморадіаційних сушильних камер.



Рисунок 3 – Самохідне шасі Т-16

Ще одним значним кроком у реконструкції заводу було створення нового автоматного цеху, для обладнання якого використано площі колишнього третього механічного цеху. Планування нового автоматного цеху відрізняється від планування всіх механічних цехів заводу. Широкі міжряддя між станками, вільні проходи до кожної одиниці обладнання надають можливості вільного доступу до них, швидкого та сучасного підвезення заготовок та прибирання робочих місць. З початку свого існування, автоматний цех став відомий як найкращий на заводі. У колективі працювало багато молоді, було підібрано досвідчені кадри старших майстрів та майстрів зміни, котрі приділяли багато уваги питанням організації виробництва, удосконаленню обліку, виготовленню деталей з метою забезпечення ритмічної роботи складальників тракторів та двигунів. Колектив автоматного цеху на кожному робочому місці упровадив бездефектне здавання деталей, багато працівників засвоїли первинне налагодження станків, упроваджено централізоване заточування інструментів, що дозволяло добре підготувати кожну зміну. Цех першим на заводі перейшов на роботу у дві зміни. Під час підготовки до цього кроку у виробничому житті було зроблено технічні розрахунки потужностей, оцінено можливості колективу. У цехові упроваджено низку нових станків, повністю перейшли на виготовлення деталей великими партіями.

Розвиток заводу, його спеціалізація та технічне переоснащення ішли двома шляхами. По-перше, на базі існуючих площ створювались нові виробничі комплекси – складальний, автоматний цехи, а по-друге – у ряді механічних цехів відбувалося групування обладнання, створювались потокові лінії, упроваджувалось нове устаткування. Усе це дало можливість зменшити витрати на виробництво деталей. Відбулося зростання парку автоматів та напіваавтоматів, агрегатних станків. Створення поточкових ліній, упровадження спеціального та агрегатного обладнання, потребувало використання нової, сучаснішої технології.

Завдяки реконструкції заводу, запровадженню нового обладнання та прогресивних форм організації праці, нарощувався випуск Т-16 та його модифікацій. 5 березня 1963 р. з конвеєра зійшов сотисячний трактор, вироблений з початку існування підприємства. Самохідне шасі Т-16, відмінною рисою якого була коробка передач, що забезпечувала реверсування швидкості, було подальшим розвитком конструкції ДВСШ-16. Вже у 1967 р. йому на зміну приходить Т-16М з більш потужним двигуном. Крім базового Т-16М випускалися модифікації: Т-16ММЧ – для роботи на плантаціях чаю, Т-16МТ – низькокліренсна, для роботи у теплицях, Т-16МГ – з вантажною самоскидною платформою. Шасі Т-16М та його модифікації випускались заводом до 1995 р. Самохідні шасі користувались попитом у сільському господарстві СРСР та експортувались у інші країни, найбільш широко до Народної Республіки Болгарія [7, с. 79 – 105; 10, с. 10 – 28, 35 – 39].

У зв'язку зі збільшенням випуску продукції постає питання про поглиблення реконструкції підприємства. У цей же час наказом Міністра тракторного та сільськогосподарського машинобудування № 172 від 7 травня 1966 р. трактороскладальний завод перейменовано на ХЗТСШ.

Реконструкція заводу з одного боку здійснювалась завдяки перегрупуванню сил на діючих площах, а саме – створення на колишніх площах третього механічного цеху нового термічного виробництва, а також завдяки закладенню фундаменту та будівництву нових корпусів нових корпусів. Не даремно одним із найперших завдань стала реконструкція термічного виробництва, оскільки тогочасний рівень термічного цеху своїми потужностями не забезпечував ритмічної обробки деталей та вузлів. Необхідність удосконалення термічного виробництва викликана також запланованим випуском нового самохідного шасі СШ-20, яке завод розпочав виготовляти у квітні 1967 р.

Створення Т-16М вирішувало завдання зростання техніко-економічних показників, забезпечення підвищеної надійності та довговічності деталей та вузлів, покращення роботи тракторів, зменшення трудомісткості технічного обслуговування з подальшою уніфікацією з модернізованим колісним універсальним трактором Т-25. Питома металоємність самохідного шасі СШ-20 порівняно з Т-16М зменшилась, покращено тягово-зчепні якості, на 30% збільшено робочу швидкість, підвищено коефіцієнт запасу муфти зчеплення та посилено передній міст. Посилення несучої системи переднього моста дало змогу збільшити вантажопід'ємність шасі з 750 до 900 кг. Змінено конструкцію заднього бруса рами, який використовувався для розміщення шестерні привода управління кермом та був одночасно резервуаром гідравлічної системи. Покращено умови праці тракториста завдяки раціональному розташуванню педалей гальма та зчеплення. Розроблено конструкцію легкоз'ємної кабіни з жорстким каркасом та одномісним сидінням, що регулюється відповідно до зросту та ваги тракториста. У 60-х – 80-х роках ХХ сторіччя завод продовжував

нарошувати випуск продукції, а 16 жовтня 1985 р. колектив підприємства виготовив п'ятисоттисячне шасі [10, с. 115 – 128; 11, с. 6].

Подальшим удосконаленням конструкцій тракторів класу 0,6 т було створення сімейства уніфікованих енергонасичених тракторів. Базовою моделлю стало самохідне шасі СШ-25 (СШ-2540) (рис. 4), на якому встановлено чотиритактовий двоциліндровий дизельний двигун повітряного охолодження потужністю 25 к.с. та задню навісну систему. Випуск машини розпочато у 1993 р. Діапазон швидкостей руху цього шасі становить 1,55 – 23,17 км/год, вантажопід'ємність самоскидної платформи сягає 1000 кг. СШ-2540 отримало сертифікати в Україні та Російській Федерації, що дозволяє здійснювати експортне постачання тракторів до країн СНД. За заявками споживачів на базі СШ-2540 виробляються різноманітні модифікації, в тому числі задля роботи під землею у калійних копальнях; шасі, агрегатовані начіпною косаркою з приводом від валу відбору потужності; низькокліренсна модифікація для робіт у приміщеннях; короткобазова модифікація задля агрегування з тракторним навантажувачем тощо.



Рисунок 4 – Самохідне шасі СШ-2540

У середині 90-х рр. ХХ сторіччя створено удосконалене універсальне самохідне шасі СШ-28 і декілька його модифікацій: лісогосподарський трактор ТЛ-28, шасі СШ-28А підвищеної прохідності з переднім ведучим мостом (4х4) для роботи на насичених вологою ґрунтах, виріб з підвищеним кліренсом для чайних (СШ-28Ч) і тютюнових або ягідних (СШ-28ВТ) плантацій, машина задля механізації робіт у теплицях (СШ-28Т). Крім того, ХЗТСШ розробив малогабаритний трактор АТ-1, уніфікований з Т-16М на 85%.

У березні 1993 р. рішенням конференції трудового колективу і Фонду Держмайна України ХЗТСШ стає орендним підприємством, а з січня 1996 р. – відкритим акціонерним товариством. У серпні 2003 р. завод отримав назву: Товариство з обмеженою відповідальністю «Завод самохідних шасі» (ТОВ «ЗСШ»).

З метою підвищення технічного рівня проектно-конструкторських і технологічних робіт заводом передбачено упровадження автоматизованої системи проектування, проводяться роботи з переведення технічної документації на магнітні носії. Передбачається повне освоєння систем проектування й організації виробництва на комп'ютерній основі. Сьогодні підприємство здійснює виробництво універсальних самохідних шасі та різних модифікацій на їх базі, веде підготовку до випуску

перспективних машин високого технічного рівня з новою шумовіброізованою кабіною, упроваджує комплексну програму зі стабілізації та нарощування випуску вкрай потрібних тракторних самохідних шасі для сільського господарства та інших галузей України [12; 13, с. 5; 14, с. 12 – 18].

Висновки

Наведені матеріали з історії Харківського заводу тракторних самохідних шасі (зараз ТОВ «ЗСШ») переконливо доводять, що за шістдесят років пройдено великий шлях розвитку. Протягом всього періоду здійснювалось удосконалення виробів та реконструкція підприємства. І сьогодні, незважаючи на певні проблеми переходу до ринкової економіки, колектив заводу має достатній потенціал щодо подальшої розробки та випуску продукції.

Список літератури: 1. Харківський тракторний завод імені С. Орджонікідзе. (Сторінки історії) / [авт. тексту В.В. Біблик]. – Х. : Прапор, 2008. – 260 с. 2. Родионов В.А. Рожденный дважды: Очерк / В.А. Родионов, П.Н. Анненков. – Х. : Прапор, 1981. – 343 с. 3. Очерк истории развития Харьковского тракторного завода имени Орджоникидзе (1931 – 1961) / [В.Г. Лысенко, А.И. Эпштейн, Н.П. Чирков и др.] ; под ред. Е.А. Киян. – Х. : Харьковское книжное издательство, 1962. – 297 с. 4. История Харьковского тракторного завода им. Орджоникидзе (сборник документов и материалов), 1930 г. – июнь 1941 г. / [сост. Калюжная Н.К., Майстренко Л.Ф. и др. ; ред. Скаба А.Д.]. – Х. : Харьковское книжное издательство, 1960. – Т.І. – 431 с. 5. История Харьковского тракторного завода им. Орджоникидзе (сборник документов и материалов), июнь 1941 г. – 1962 г. / [сост. Калюжная Н.К., Майстренко Л.Ф. и др. ; ред. Ващенко Г.И.]. – Х. : Прапор, 1960. – Т.ІІ. – 294 с. 6. Документы и материалы 1949 – 1955 гг. / Архив Общества с ограниченной ответственностью «Завод самоходных шасси». – 76 с. 7. Документы и материалы 1956 – 1961 гг. / Архив Общества с ограниченной ответственностью «Завод самоходных шасси». – 112 с. 8. Малышев Ю.Ф. Сравнительные испытания самоходного шасси ДСШ-14 и трактора ДТ-14 / Ю.Ф. Малышев // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1957. – № 9. – С. 22 – 24. 9. Исаев Е.Г. Современное тракторостроение (обзор на 1958 год) / Е.Г. Исаев, И.И. Трепененков. – М. : ВИНТИ, 1960. – 94 с. 10. Документы и материалы 1962 – 1976 гг. / Архив Общества с ограниченной ответственностью «Завод самоходных шасси». – 258 с. 11. Харьковский завод тракторных самоходных шасси / [авт. текста М.Г. Заремба]. – Х. : Облполиграфиздат, 1985. – 6 с. 12. Офіційний сайт Товариства з обмеженою відповідальністю «Завод самохідних шасі» [Ел. ресурс]. – Режим доступу: <http://www.shassi.com.ua> 13. ВАТ «Харківський завод тракторних самохідних шасі» – 50 років. – Х. : ВАТ «ХЗТСШ», 2000. – 6 с. 14. Поточне діловодство Товариства з обмеженою відповідальністю «Завод самохідних шасі». Характеристики виробів. – ТОВ «ЗСШ». – 22 с.

УДК 621.83.062.1

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»
ШУБА С.А., инж., НТУ «ХПІ»

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ ДЛЯ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕСОВЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ

Запропоновано методику визначення оптимальної схеми для безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії трактора. Використовуються вагові коефіцієнти, що визначаються на основі експертних суджень. Наведено приклад визначення оптимальної схеми з ряду запропонованих.

Введение. В настоящее время в мире насчитывается порядка 10 фирм-производителей тракторов (Fendt, John Deere, Massey Ferguson, CASE, CLAAS и др.), выпускающих трактора с бесступенчатой трансмиссией. Несмотря на недостатки этих тракторов, такие как сравнительно низкий КПД и относительно более высокая стоимость, количество моделей тракторов с бесступенчатой трансмиссией с каждым годом значительно увеличивается, что свидетельствует о неоспоримом преимуществе, которое дают их достоинства – простота конструкции, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора и режима работы двигателя [1, 2, 8, 11].

Отечественное тракторостроение на данный момент вышло на такой этап своего развития, когда появилась готовность перейти от обоснования необходимости производства тракторов с бесступенчатой трансмиссией непосредственно к их выпуску.

Анализ последних достижений и публикаций. Несмотря на значительное отставание отечественного производителя тракторной техники в вопросах выпуска тракторов с бесступенчатой трансмиссией, научная подготовленность этого вопроса является достаточно высокой. В работах [3, 4] разработаны фундаментальные основы моделирования функционирования бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ).

В многочисленных работах [5-7, 9-13] решались вопросы создания математических моделей для конкретных разработанных схем бесступенчатых трансмиссий, получения регулировочных характеристик их работы и анализа результатов моделирования работы трактора с бесступенчатой трансмиссией. Также были разработаны [5, 9] комплексный интегральный подход к автоматизированному конструированию ГОМТ транспортных средств и методика трансформации первоначальной кинематической схемы ГОМТ в 2-D и 3-D эскизные проекты трансмиссии.

Достаточно высокая степень научной обознанности в области бесступенчатых тракторных ГОМТ позволила провести критический обзор работ в этой [8] и давать научно обоснованные рекомендации по усовершенствованию уже существующих в мире образцов ГОМТ тракторов [11].

Цель и постановка задачи. В связи с выходом отечественной тракторной промышленности на этап создания трактора с бесступенчатой ГОМТ возникает необходимость выбора рациональной схемы ГОМТ из всего множества существующих

[5-7, 9-13] и вновь разрабатываемых схем. Однако множество варьируемых параметров ГОМТ и отсутствие единых четких представлений о требованиях к тракторам с бесступенчатой ГОМТ затрудняет данный выбор.

Целью данной работы является создание методики определения оптимальной схемы для бесступенчатой ГОМТ трактора. Для достижения цели ставится задача использования весовых коэффициентов критериев оценки.

Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой ГОМТ трактора. Весовые коэффициенты компонентов системы, в нашем случае критериев оценки, можно получить несколькими способами [14]. В основе подавляющего большинства методов лежит опрос экспертов с последующей математической обработкой их суждений.

Минимальное количество экспертов, выставяющих баллы по весу критериев, может определяться выражением, предложенным в работе [15]. В работе [16] рекомендуется участие 4–6 экспертов.

Таким образом, первоначально определяется группа критериев оценки схемы ГОМТ трактора. Руководитель (организации или проекта) назначает группу экспертов. Каждый эксперт проставляет значения баллов по весу каждого критерия. Предлагается в данном случае использовать метод прямой расстановки [14–15], однако несколько трансформированный. То есть используется 20-ти бальная шкала (может быть применена любая, обусловленная удобством использования в конкретной ситуации), а не условие метода прямой расстановки – равенства суммы баллов каждого эксперта 1 (или 100 %). Полученные баллы далее будут трансформированы в нормированные баллы, приведенные к 1. Это избавляет экспертов от необходимости заниматься хоть и простейшими, но вычислениями, а позволяет максимально сконцентрироваться на выполняемой задаче.

Нормированные значения баллов по весу критериев согласно мнению экспертов определяются зависимостью (1):

$$K_{j,i} = \frac{x_{j,i}}{\sum_{i=1}^n x_{j,i}}, \quad (1)$$

где $x_{j,i}$ – значения баллов по весу i -го критерия, проставленного j -м экспертом;
 n – количество критериев.

Обработка результатов проводится с учетом показателей компетентности экспертов [16]. Компетентность j -го эксперта определяется структурой аргументов, послуживших ему основанием для ответа, а также степенью знакомства с рассматриваемым вопросом и рассчитывается по выражению:

$$Ke_j = \frac{ka_j + kz_j}{2}, \quad (2)$$

где ka_j – коэффициент аргументированности j -го эксперта, который определяется путем суммирования соответствующих численных значений таблицы 1;
 kz_j – коэффициент степени знакомства j -го эксперта с рассматриваемым

вопросом, который определяется нормированным значением оценки, проставленной j -му эксперту руководителем.

Таблица 1 – Степень влияния источника аргументации [16]

Источник аргументации	Степень влияния источника аргументации на мнение		
	Высокая	Средняя	Низкая
Проведенные теоретические и практические исследования по данному направлению	0,4	0,3	0,2
Непосредственное участие в отчете	0,3	0,2	0,1
Практический опыт как специалиста по данному вопросу	0,2	0,1	0
Интуиция	0,1	0	0

Усредненные нормированные значения баллов по весу критериев согласно мнению экспертов с учетом компетентности экспертов определяются выражением:

$$Ku_i = \frac{\sum_{j=1}^m K_{j,i} \cdot Ke_j}{m}, \quad (3)$$

где m – количество экспертов, принимающих участие в опросе.

Дальнейшие шаги выполняются без участия экспертов на основании численных значений критериев, полученных при моделировании работы и анализе схем ГОМТ.

Так как значения критериев могут быть в самых разнообразных единицах измерения и численных порядках, их также удобно свести к нормированным значениям. Таким образом, нормированные значения критериев, приведенные к 1, определяются выражением:

$$yn_{k,i} = \frac{y_{k,i}}{y_{\max i}}. \quad (4)$$

где $y_{k,i}$ – численное значение i -го критерия по k -й схеме;

$y_{\max i}$ – максимальное значение i -го критерия;

p – количество схем.

Однако не все критерии с увеличением своего значения характеризуют повышение положительных свойств схемы ГОМТ. Так, например, повышение давления в системе гидрообъемной передачи не является положительным моментом. В данном случае, чем меньше давление, тем выше качественные свойства системы. Поэтому для таких критериев их нормированные значения необходимо инвертировать:

$$yn'_{k,i} = \left(\frac{y_{k,i}}{y_{\max i}} \right)^{-1}. \quad (5)$$

Суммарный оценочный показатель качества схемы определяется зависимостью:

$$S_k = \sum_{i=1}^n Ku_i \cdot yn_{k,i}. \quad (6)$$

Работу данной методики можно увидеть на следующем примере. Есть шесть схем, результаты моделирования которых приведены в табл. 2. Значения баллов по весу показателей согласно мнению пяти экспертов и показатели их компетентности представлены в табл. 3, 4. Результаты расчета нормированных значений баллов по весу критериев согласно мнению экспертов и нормированных значений критериев представлены в табл. 5, 6.

Таблица 2 – Значения критериев оценки сравниваемых схем

Схема	№ критерия									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	η _{max}		dP _{max} , МПа	N _{дв} , кВт	№ ГМ	Индекс циркуляции мощности	ω _{max} , рад/с	Кол-во диф. мех-мов	Кол-во редук- торов	Кол-во фр. эл.
	раб. диап.	трансп. диап.								
1	82	80	20,7	178	23	2,8	312	2	7	3
2	81	88	24,1	180	23	3,1	402	2	4	3
3	82	88	23,8	203	23	2,9	455	2	5	3
4	83	89	24	193	24	2,1	412	2	3	3
5	83	90	23,6	174	24	2,6	460	3	5	3
6	87	88	22,5	204	24	2,8	312	1	4	2

Таблица 3 – Значения баллов по весу критериев согласно мнению экспертов

Эксперт	№ критерия									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	15	14	14	10	10	15	10	5	15	10
2	16	15	13	8	17	20	14	15	14	14
3	14	13	12	9	13	19	15	16	13	12
4	18	16	15	16	15	18	10	17	12	11
5	19	17	14	17	13	16	12	14	11	10

Таблица 4 – Показатели компетентности экспертов

Эксперт	ka	kz	Ke
1	0,8	0,9	0,85
2	0,7	0,5	0,6
3	0,4	0,8	0,6
4	0,8	0,7	0,75
5	0,7	0,4	0,55

Таблица 5 – Нормированные значения баллов по весу критериев согласно мнению экспертов

Эксперт	№ критерия									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,11	0,103	0,103	0,074	0,074	0,132	0,118	0,125	0,088	0,074
2	0,11	0,103	0,089	0,055	0,116	0,137	0,096	0,103	0,096	0,096
3	0,103	0,096	0,088	0,066	0,096	0,14	0,11	0,118	0,096	0,088
4	0,122	0,108	0,101	0,108	0,101	0,122	0,068	0,115	0,081	0,074
5	0,133	0,119	0,098	0,119	0,091	0,112	0,084	0,098	0,077	0,07
Усредненные нормированные значения баллов по весу показателей согласно мнению экспертов с учетом компетентности экспертов										
-	0,077	0,071	0,065	0,056	0,063	0,086	0,064	0,076	0,059	0,053

Таблица 6 – Нормированные значения критериев

№ схемы	№ критерия									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,943	0,889	1,164	1,146	1,043	1,107	1,474	1,5	1	1
2	0,931	0,978	1	1,133	1,043	1	1,144	1,5	1,75	1
3	0,943	0,978	1,013	1,005	1,043	1,069	1,011	1,5	1,4	1
4	0,954	0,989	1,004	1,057	1	1,476	1,117	1,5	2,333	1
5	0,954	1	1,021	1,172	1	1,192	1	1	1,4	1
6	1	0,978	1,071	1	1	1,107	1,474	3	1,75	1,5

Результаты расчета суммарных оценочных показателей качества схем представлены на рис. 1.

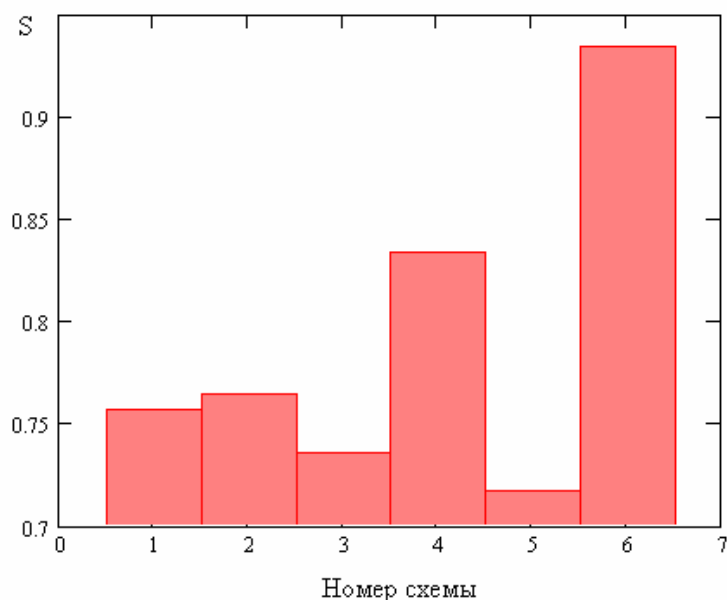


Рисунок 1 – Результаты расчета суммарных оценочных показателей качества схем

Как видно из рисунка, схема № 6 является оптимальной по своим качествам, наихудшей из рассматриваемых схем является схема № 5.

Выводы

Разработана методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой ГОМТ трактора, в которой используются весовые коэффициенты критериев оценки. Весовые коэффициенты получаются на основе опроса экспертов с последующей математической обработкой их суждений. Также учитывается компетентность экспертов, принимающих участие в опросе. Работа методики показана на примере выбора оптимальной схемы из шести предложенных.

Список литературы: 1. Новиков Г.В. К вопросу о функциональных свойствах тракторов с бесступенчатыми трансмиссиями // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2005. - № 4, с. 33-36. 2. Нефедов А. Тракторы с бесступенчатыми трансмиссиями // Сел. механизатор.-2004.-№ 6, с. 4-5. 3. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. –Харьков, ХГПУ.-185 с. 4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. 5. Самородов В.Б., Rogov A.B., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ» Автомобиле- и тракторостроение: Сб. науч. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3 - 16. 6. Самородов В.Б., Rogov A.B. Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. Тр. – Харьков: ХГТУСХ.-2001.-С. 109-117. 7. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б. Результаты численного эксперимента по анализу основных параметров гидрообъемно-механической трансмиссии колесного трактора-аналога ХТЗ-17121 // Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2004. –№ 16, 178 с. 8. Самородов В.Б., Rogov A.B., Бурлыга М.Б. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2003. –№ 4, с. 3-19. 9. Самородов В.Б., Шуба С.А. Двухпоточная тракторная гидрообъемно-механическая трансмиссия: математическое моделирование и эскиз конструкции // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2005. –№ 10, с. 18-24. 10. Самородов В.Б., Мухин В.А., Шуба С.А. Обоснование возможности применения двухпоточной бесступенчатой трансмиссии с механическим вариатором // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2005. –№ 13, с. 53-57. 11. Самородов В.Б., Rogov A.B. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2010. –№ 1, с. 8-14. 12. Шуба С.А. Выбор оптимального типоразмера гидрообъемной передачи для гидрообъемно-механической трансмиссии // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2006. –№ 6, с. 56-59. 13. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов // Гірничя механіка та машини. – Науковий вісник НГУ. – 2009. - №12, с. 43-46. 14. Айвазян С.А., Бухштабер В.М., Енюков И.С., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика: Классификация и снижение размерности. – М.: Финансы и статистика, 1989. 15. Коробов В.Б. Сравнительный анализ методов определения весовых коэффициентов "влияющих факторов" // Социология: методология, методы, математические модели. – Научный журнал института социологии РАН. – 2005. - № 20. 16. Григорьев А.В., Козин П.А., Остапчук А.В. Методика определения значений весовых коэффициентов с учетом компетентности привлекаемых экспертов // Имущественные отношения в Российской Федерации. – 2009. –№ 8, с. 73-83.

УДК 631.3.072

МИРОНЕНКО В.И., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»
СКЛЯРОВ А.В., асп., НТУ «ХПИ»

НАГРУЖЕННОСТЬ НАВЕСНОГО МЕХАНИЗМА ТРАКТОРА

Запропонована методика складових реакцій в ланцюгах навісного механізму і вплив їх на роботу системи регулювання режимами роботи тракторного агрегату.

Введение. Особенностью большинства схем навесного механизма является то, что в точке крепления нижних продольных тяг размещается чувствительный элемент системы силового регулирования, который преобразовывает тяговое усилие агрегатируемого сельхозорудия в линейное перемещение золотника гидроусилителя. При срабатывании системы регулирования сила, возникшая в штоке гидроцилиндра, посредством навесного механизма изменяет положение сельхозорудия – плуга. При этом в точке крепления раскосов к нижним продольным тягам (точка С на рисунке) эта сила раскладывается на вертикальную R_{GY} и горизонтальную R_{GX} составляющие. Первая выполняет полезную работу – выглубляет плуг, а вторая – вредную – нагружает или разгружает чувствительный элемент системы регулирования, тем самым искажает, поступающее на регулятор, действительное тяговое усилие. Рациональное соотношение параметров навесного механизма исключает горизонтальную составляющую R_{GX} . Это оказывает положительное влияние на стабильность работы чувствительного элемента.

Для определения рациональных параметров механизма навески исследуем его нагруженность от действующих сил, сил веса звеньев и сил инерции звеньев с учетом сил трения.

В данной статье рассмотрим нагруженность навесного механизма только от сил веса звеньев.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованиям нагруженности навесного механизма посвящены работы [1...5]. Однако в них отсутствует взаимосвязь параметров навесного механизма с системой силового регулирования.

Цель и постановка задачи. Исследование нагруженности навесного механизма от сил веса звеньев выполняется с целью определения рациональных параметров, обеспечивающих исключение паразитного сигнала на чувствительный элемент системы от горизонтальной составляющей реакции в точке крепления раскосов к нижним продольным тягам.

Нагруженность навесного механизма от сил веса звеньев. К заданным силам отнесем: силы веса звеньев G_i , $i = 1, 2, 3, \dots$, движущую силу P (силу на штоке цилиндра), силу в центральной тяге R_H , горизонтальную R_{GX} и вертикальную R_{GY} составляющие реакции на присоединительных пальцах плуга.

Для определения реакций в шарнирах механизма навески расчленим конструкцию и к каждому звену, кроме заданных сил и реакций внешних связей, прикладываем также реакции отброшенных внутренних связей.

На рисунке 1 представлена схема навесной системы с действующими на нее силами веса звеньев.

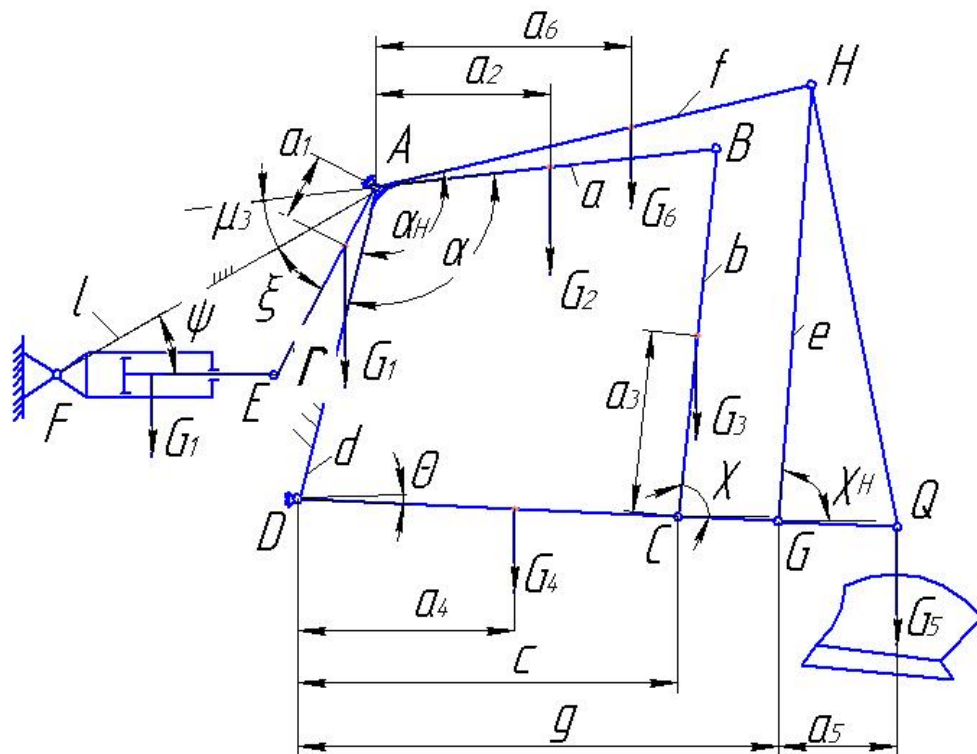


Рисунок 1 – Схема навесной системы с действующими на нее силами веса звеньев

Составим уравнения сил для звена AH (рис. 2).

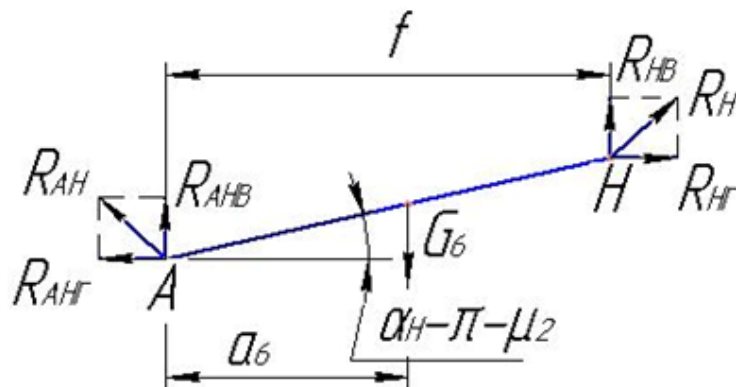


Рисунок 2 – Силы, действующие на звено AH

$$\sum M_{iA} = 0,$$

$$R_{Hv} \cdot f \cdot \cos(\alpha_H - \pi - \mu_2) - R_{Hg} \cdot f \cdot \sin(\alpha_H - \pi - \mu_2) - G_6 \cdot a_6 \cdot (\alpha_H - \pi - \mu_2) = 0,$$

откуда

$$R_{Hv} = R_{Hg} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_H - \pi - \mu_2) + G_6 \cdot \frac{a_6}{f}.$$

Из равновесия звена GHQ (рис. 3)

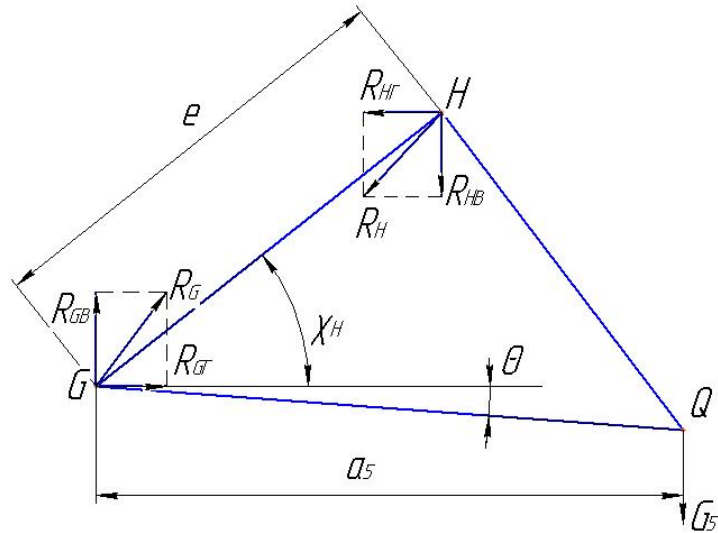


Рисунок 3 – Силы, действующие на звено GHQ

$$\sum M_{iG} = 0,$$

$$R_{HG} \cdot e \cdot \sin \chi_H - R_{HB} \cdot e \cdot \cos \chi_H - G_5 \cdot a_5 \cdot \cos \theta = 0.$$

Решая совместно последние два уравнения, находим

$$R_{HG} = \frac{G_6 \cdot a_6 \cdot e \cdot \cos \chi_H + G_5 \cdot a_5 \cdot f \cdot \cos \theta}{e \cdot f \cdot \sin \chi_H \cdot [1 - \operatorname{ctg} \chi_H \cdot \operatorname{tg}(\alpha_H - \pi - \mu_2)]}.$$

Реакция

$$R_H = \sqrt{R_{HG}^2 + R_{HB}^2}.$$

Из рисунка 2 имеем

$$\sum x_i = 0, \quad R_{AHG} = R_{HG};$$

$$\sum y_i = 0, \quad R_{AHB} = -R_{HB} + G_6,$$

Тогда

$$R_{AH} = \sqrt{R_{AHG}^2 + R_{AHB}^2}.$$

Из рисунка 3 получаем:

$$\sum x_i = 0, \quad R_{GF} = R_{HG};$$

$$\sum y_i = 0, \quad R_{GB} = R_{HB} + G_5.$$

Тогда

$$R_G = \sqrt{R_{GI}^2 + R_{GB}^2}.$$

Аналогично предыдущим звеньям рассматриваем равновесие оставшихся.

В таблице 1 приведены необходимые для расчета результаты лабораторных измерений параметров звеньев механизма навески. Вес звеньев определялся взвешиванием. Координаты центра тяжести – методом качания на круглом подвесе радиуса $r_0 = 0,006\text{м}$. Вес и координаты центра тяжести плуга ПЛН-5-35 взяты из технического паспорта на плуг.

Таблица 1 – Результаты измерений звеньев навесного механизма

№ индекса	Наименование звена	Вес звена G_i , кН	Координаты центра тяжести звена; a_i , м
1	Рычаг гидроцилиндра	0,1690	0,070
2	Подъемные рычаги	0,4208	0,285
3	Раскосы	0,2364	0,325
4	Продольные тяги	0,5644	0,360
5	Плуг	8,500	1,615
6	Центральная тяга	0,3662	0,445
7	Гидроцилиндр со штоком	0,4770	0,263

На основании выше приведенных математических зависимостей были подсчитаны величины реакций в шарнирах от сил веса звеньев. В таблице 2 приведены результаты расчетов.

Таблица 2 – Результаты расчетов

Время t	Глубина пахоты h	Шарнир	Величина реакций от сил веса звеньев
с	см		кН
1	2	3	4
0	28	F	11,817
		E	3,910
		A	15,900
		B	3,910
		C	3,918
		D	63,853
		G	63,619
		H	71,921
		A_H	72,280
0,1	27	F	9,796
		E	3,285
		A	13,289
		B	3,285

Продолжение табл. 2

0,1	27	<i>C</i>	3,292
		<i>D</i>	60,681
		<i>G</i>	60,544
		<i>H</i>	68,818
		<i>A_H</i>	69,176
0,2	26	<i>F</i>	7,983
		<i>E</i>	2,718
		<i>A</i>	10,929
		<i>B</i>	2,718
		<i>C</i>	2,725
		<i>D</i>	57,773
		<i>G</i>	57,735
		<i>H</i>	65,979
		<i>A_H</i>	66,336
0,3	25	<i>F</i>	6,352
		<i>E</i>	2,203
		<i>A</i>	8,793
		<i>B</i>	2,203
		<i>C</i>	2,210
		<i>D</i>	55,097
		<i>G</i>	55,158
		<i>H</i>	63,371
		<i>A_H</i>	63,726
0,4	24	<i>F</i>	4,881
		<i>E</i>	1,733
		<i>A</i>	6,854
		<i>B</i>	1,733
		<i>C</i>	1,741
		<i>D</i>	52,624
		<i>G</i>	52,786
		<i>H</i>	60,964
		<i>A_H</i>	61,318

Список литературы: 1. Пономарев Н.И. К обоснованию математической модели навесного пахотного агрегата как объекта автоматического регулирования силовой САР. // Труды ВНИП-ТИМЭСХ. – зерноград. – 1975. – вып. 31.- С. 75-85. 2. Гуськов В. В., Бобровнический А. Л., Войчинский С. М., Чичиков Г. Л. Обоснование расположения и выбор нечувствительности системы силового регулирования положения орудия. //Тракторы и сельхозмашины.- 1975. - №12. С. 8-11. 3. Бутковская Л. Г. Конструктивные параметры навесных систем отечественных и зарубежных тракторов. – М.: ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. – 1973. -30 с. 4. Ким Л. X. Исследование и усовершенствование схемы механизма навески для многокорпусных плугов. //Труды ВИСХОМ. – М.: Машгиз. - 1962. – вып. 33. – С.91 – 121. 5. Бурченко П. Н. Обоснование рациональной геометрии механизма навески. //Труды ВИСХОМ. – М.: Машгиз. – 1962. – вып. 33. С. 124-134.

УДК 631.37

РЕБРОВ А.Ю., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Запропоновано методику вибору оптимальної енергонасиченості МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом з позиції отримання максимально досяжної потенційної продуктивності МТА при завідомо відомій потужності двигуна. Отримані в ході дослідження дані дають змогу обґрунтувати раціональне балансування колісного трактора при виконанні тягових технологій з відомими характеристиками.

Введение. Техничко-економические показатели тракторов во многом определяются конструктивными параметрами трансмиссии, ходовой системы, характеристикой двигателя и сцепным весом трактора.

Определяющими параметрами, характеризующими эффективность использования МТА на базе колесного трактора, являются его масса или сцепной вес и мощность установленного на трактор двигателя.

Соотношение мощности тракторного двигателя и веса трактора характеризуется энергонасыщенностью, которая для колесных тракторов находится в пределах 1,4...1,7 кВт/кН, причем в дальнейшем прогнозируется её рост до значений 2,2...2,6 кВт/кН [1]. В связи с этим возникает вопрос рационального выбора энергонасыщенности трактора, который является актуальным с точки зрения получения потенциально достижимых технико-экономических показателей (ТЭП) машинотракторных агрегатов (МТА) на базе колесных сельскохозяйственных тракторов.

Анализ последних достижений и публикаций. Задача по определению ТЭП МТА на базе колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом эффекта буксования и увеличения скоростного сопротивления сельскохозяйственного орудия, решалась в работах [1-3], однако вопрос рационального выбора энергонасыщенности колесного трактора остается исследованным не в полной мере.

Энергонасыщенность тракторов может отличаться на величину до 20 %, причем прогнозируется её рост практически в два раза, что связано с переходом к тягово-энергетической и энергетической концепции трактора [1].

Современные зарубежные тракторы имеют энергонасыщенность в пределах 1,0...2,1 кВт/кН, но если учесть характеристики устанавливаемых на тракторах двигателей постоянной мощности, у которых запас мощности относительно номинальной может достигать 20 %, то энергонасыщенность повысится до значений 1,2...2,3 кВт/кН. С другой стороны в зарубежной практике использования колесных сельскохозяйственных тракторов широко применяется балластирование, в ходе

котрого сцепной вес увеличивается на 10...50 %, что существенно сказывается на энергонасыщенности трактора, оснащенного балластом. При балластировании энергонасыщенность колесных тракторов снижается до 0,9...1,5 кВт/кН при расчете по номинальной мощности двигателя и до 1,0...1,7 кВт/кН при расчете по максимальной мощности.

Таким образом, энергонасыщенность колесных тракторов находится в достаточно широких пределах 0,9...2,3 кВт/кН, поэтому вопрос выбора соотношения мощности двигателя и веса трактора при проектировании остается открытым.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА с позиций получения максимальной потенциальной производительности за час чистого времени. Варьирование массой трактора и мощностью его двигателя позволит выявить области рациональных значений энергонасыщенности колесного трактора с точки зрения максимума производительности. Расчет производится на примере пахотного МТА на базе трактора ХТЗ-150К-09.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Алгоритм определения рациональной энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА с точки зрения достижения максимальной потенциально достижимой производительности за час чистого времени включает в себя варьирование массой или весом трактора и мощностью установленного двигателя, при постоянных значениях других конструктивных параметров трактора.

Для упрощения расчета ТЭП будем определять при работе двигателя в номинальном режиме, при угловой скорости коленчатого вала двигателя $\omega = \omega_{\text{ном}}$, которую для дизельных двигателей можно принять равной 220 рад/с.

В используемом алгоритме варьируемыми параметрами являются: номинальная мощность двигателя (N_e) и вес трактора (G):

$$\begin{aligned} N_e &= \text{var}; \\ G &= \text{var}. \end{aligned} \quad (1)$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\omega_{\text{ном}}}. \quad (2)$$

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю:

$$P_{\text{км}} = \frac{M_{\text{дв}} \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{тр2}}}{r_{\text{с2}}}, \quad (3)$$

где u_2 , $\eta_{\text{тр}2}$ – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода основного (заднего) ведущего моста соответственно;

r_{c2} – статический радиус задних ведущих колес трактора.

Вес, приходящийся на переднее (G_1) и заднее (G_2) колеса:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left(P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}; \quad G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left(P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}, \quad (4)$$

где l_1 , l_2 , L , $h_{кр}$ – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей, продольная база и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно; f – ориентировочное значение коэффициента сопротивления качению.

Параметры, характеризующие деформацию шин и площадь пятна контакта, можно определить согласно [3].

Коэффициент сопротивления качению колес:

$$f_i = \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (5)$$

где k_0 – коэффициент объемного смятия почвы;

D_i , b_{ki} – наружный диаметр и ширина пятна контакта шины, соответственно.

Зная нагрузки на колеса мостов и динамические радиусы колес, уточняем значения касательных сил тяги, принимая допущение о том, что для жесткого межосевого привода момент между мостами распределяется пропорционально распределению веса трактора по мостам:

$$P_{k1} = \frac{M_{дв} \cdot u_1 \cdot \eta_{\text{тр}1}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G}; \quad P_{k2} = \frac{M_{дв} \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{тр}2}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G}, \quad (6)$$

где u_1 , $\eta_{\text{тр}1}$, r_{k1} , r_{k2} – передаточное число, КПД участков трансмиссии привода дополнительного (переднего) ведущего моста, радиусы колес мостов соответственно;

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с грунтом. Такое несоответствие характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [1]:

$$k_n = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i}. \quad (7)$$

Параметры взаимодействия трактора с почвой и реализацию касательной силы тяги для заблокированного межосевого привода определяем согласно [3].

Ширина захвата плуга из условий полной загрузки двигателя определяется с использованием формулы В.П. Горячкина:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{ki} - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_{\pi} \cdot G_{\pi}}{k \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right)}, \quad (8)$$

где G_{π} – вес плуга;

f_{π} – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

k, ε – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

h, V – глубина вспашки и скорость движения трактора.

Сила тяги на крюке:

$$P_{кр} = f_{\pi} \cdot G_{\pi} + k \cdot B \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right). \quad (9)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (10)$$

Энергонасыщенность трактора, кВт/кН:

$$E = \frac{N_e}{G}. \quad (11)$$

Представленная методика позволяет оценить рациональные области значений энергонасыщенности колесного трактора в составе пахотного МТА.

Анализ результатов реализации математической модели. Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ-150К-09 с шинами 21,3 R 24; внутришинное давление передних колес – 0,12 МПа, задних – 0,1 МПа, глубина вспашки $h = 0,3$ м; $\eta_{тр} = 0,87$; почва – средний суглинок: $k = 50$ кН/м²; $f_{\pi} = 0,5$; $\varepsilon = 2,5$ кН·с²/м⁴; $C_c = 7300$ Па; $k_c = 0,02$ м; $\varphi_c = 30^\circ$; $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$ Н/м².

Расчеты производились для выполнения пахотных работ трактора в агрегате с плугом массой 900 кг. Вес трактора варьировался в пределах 70...175 кН, а мощность двигателя в пределах 100...200 кВт.

Параметры работы МТА на базе колесного трактора на 1-3 передачах приведены на рис. 1-3, где указаны кривые производительности (S , га/ч), скорости движения (V , м/с), ширины захвата орудия (B , м), буксования (δ) и энергонасыщенности (E , кВт/кН).

Анализ полученных данных показывает, что существует некоторое значение предельной энергонасыщенности, превышение которой не дает увеличения производительности (см. рис 1-3, а), т. е. при заданной массе трактора повышение мощности нецелесообразно. Предельная энергонасыщенность снижается с увеличением передаточного числа трансмиссии.

С другой стороны, для каждой заданной мощности двигателя существует оптимальная энергонасыщенность или масса трактора, которая является оптимальной только при заданном передаточном числе трансмиссии и полной загрузке двигателя (коэффициенты загрузки по крутящему моменту и по мощности равны 1). Таким образом, оптимальная энергонасыщенность может быть определена при выполнении конкретных тяговых технологий при вполне определенном диапазоне значений тягового сопротивления и соответствующем выборе передачи. Если параметры тяговой технологии и передаточное число трансмиссии реализуют полную загрузку двигателя, то основным конструктивным параметром должна быть мощность двигателя, а варьируемым – масса или сцепной вес трактора.

Так, на рис. 1-3, б приведены кривые А, соответствующие оптимальной энергонасыщенности с позиции получения максимально возможной производительности при неизменной мощности двигателя. Кривые А подразделяют множество значений конструктивных параметров МТА в координатах «мощность – сцепной вес» или «мощность – энергонасыщенность» на две области. Область I соответствует переразмеренным по массе МТА для выполнения заданной тяговой технологии на соответствующей передаче. Такие МТА имеют завышенную массу или недостаточную мощность. Область II соответствует переразмеренным по мощности МТА для выполнения заданной тяговой технологии на соответствующей передаче. Такие МТА имеют избыточную мощность или недостаточную массу. Линия оптимальной энергонасыщенности по критерию получения максимальной производительности при заданной мощности двигателя может быть косвенно оценена буксованием трактора. При оптимальной энергонасыщенности буксование трактора соответствует узкому интервалу значений. Так, на первой передаче рассматриваемый МТА имеет буксование 7-10 % при оптимальной энергонасыщенности 1,2 кВт/кН. На второй передаче – 8-11 % при энергонасыщенности 1,5 кВт/кН; на третьей передаче – 9-12 % при энергонасыщенности 1,8 кВт/кН. Меньшие значения буксования относятся к большим значениям мощности и массы трактора.

Эти данные говорят о том, что, имея мощность двигателя 128,7 кВт и сцепной вес 80,05 кН, необходимо балластировать трактор на 1-2 передачах. На первой передаче при увеличении веса до 106...107 кН, получаем оптимальную энергонасыщенность 1,2 кВт/кН, вместо конструктивной энергонасыщенности 1,608 кВт/кН. Это дает прибавку производительности до 4 %. На второй передаче при увеличении веса до 85...86 кН, получаем оптимальную энергонасыщенность 1,5 кВт/кН, что дает прибавку производительности до 2 %.

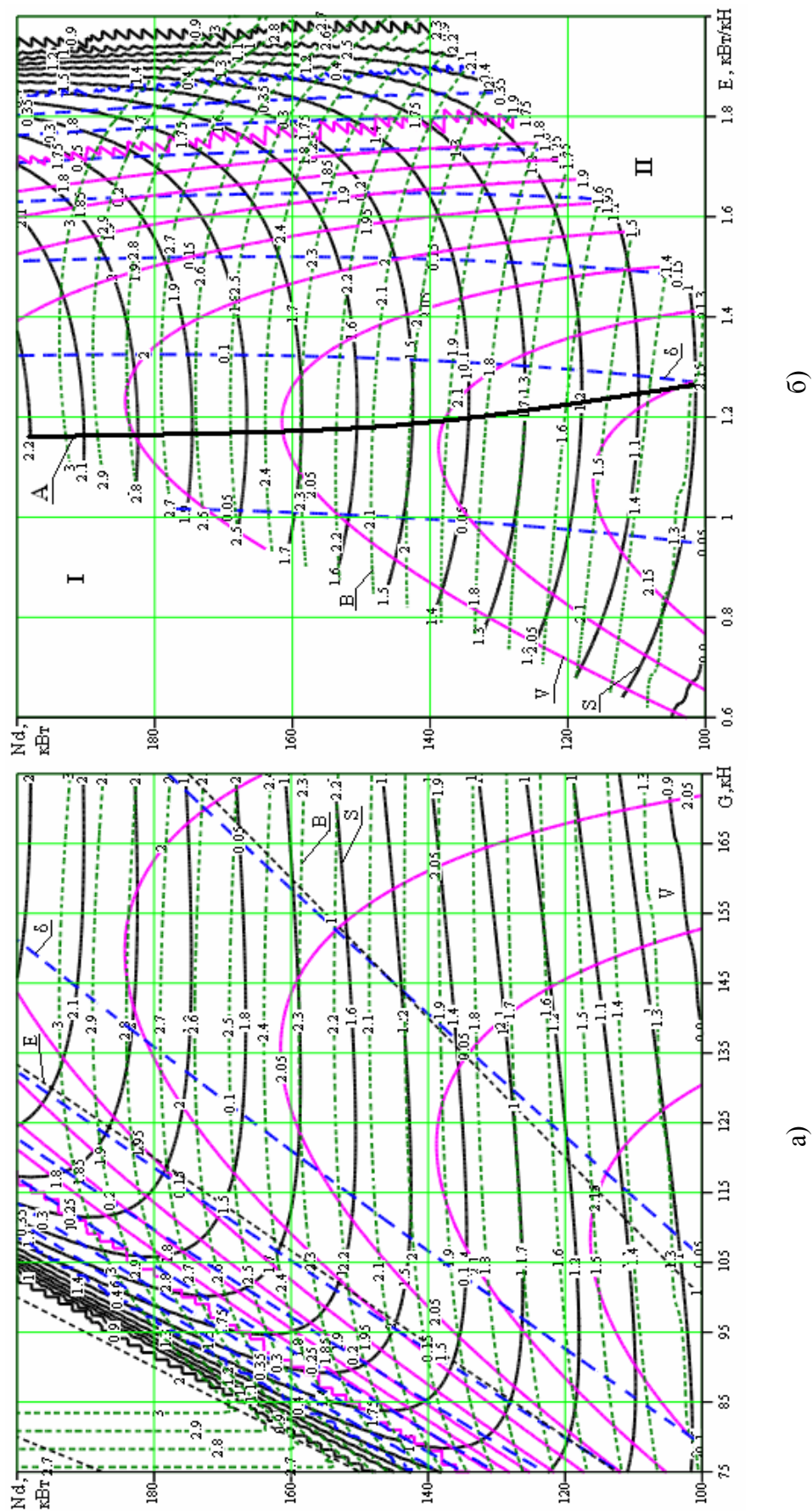


Рисунок 1 – Характеристики МТА на 1 передаче:

а – топологическое поле параметров в координатах $(G - N_c)$; б – топологическое поле параметров в координатах $(E - N_c)$.

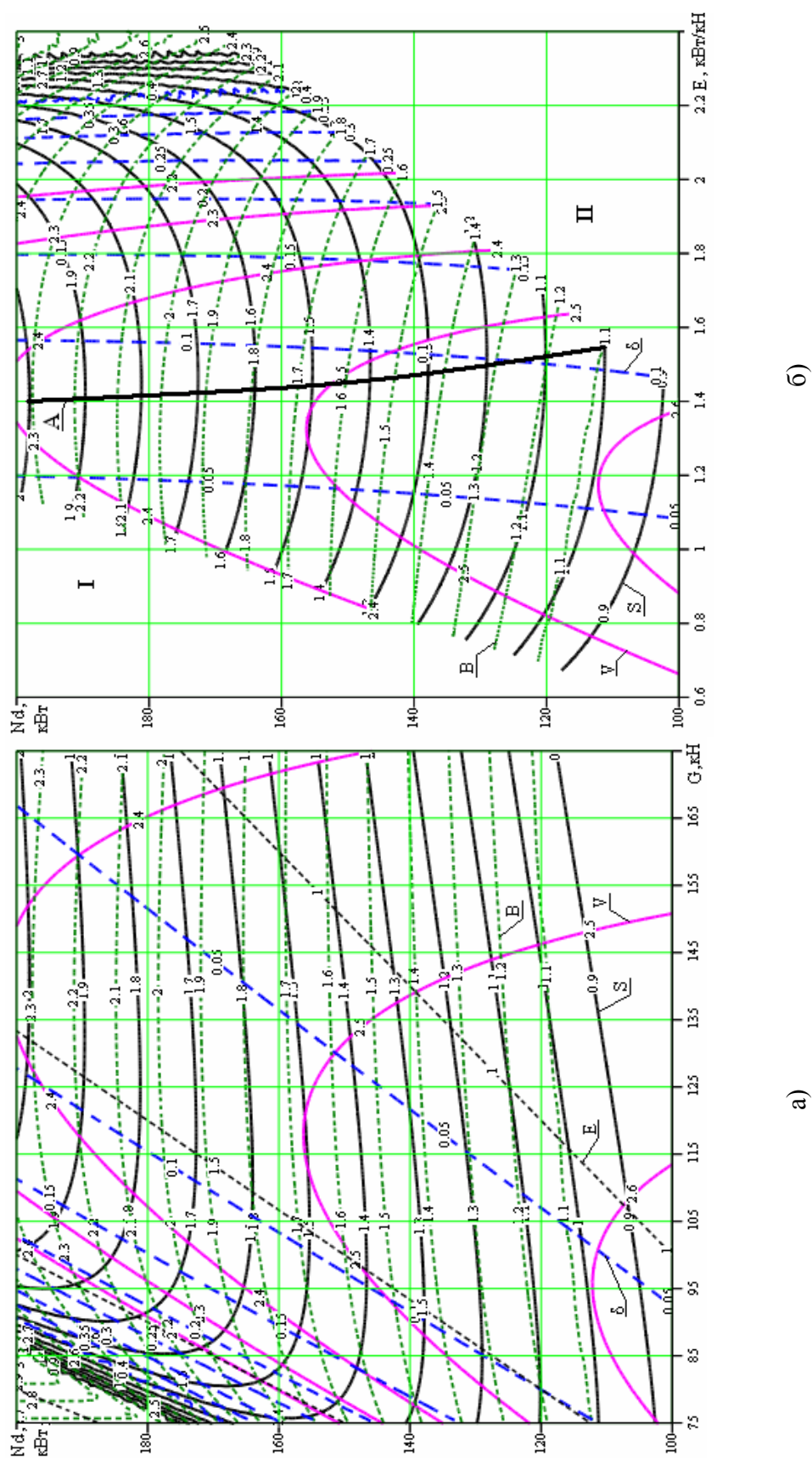
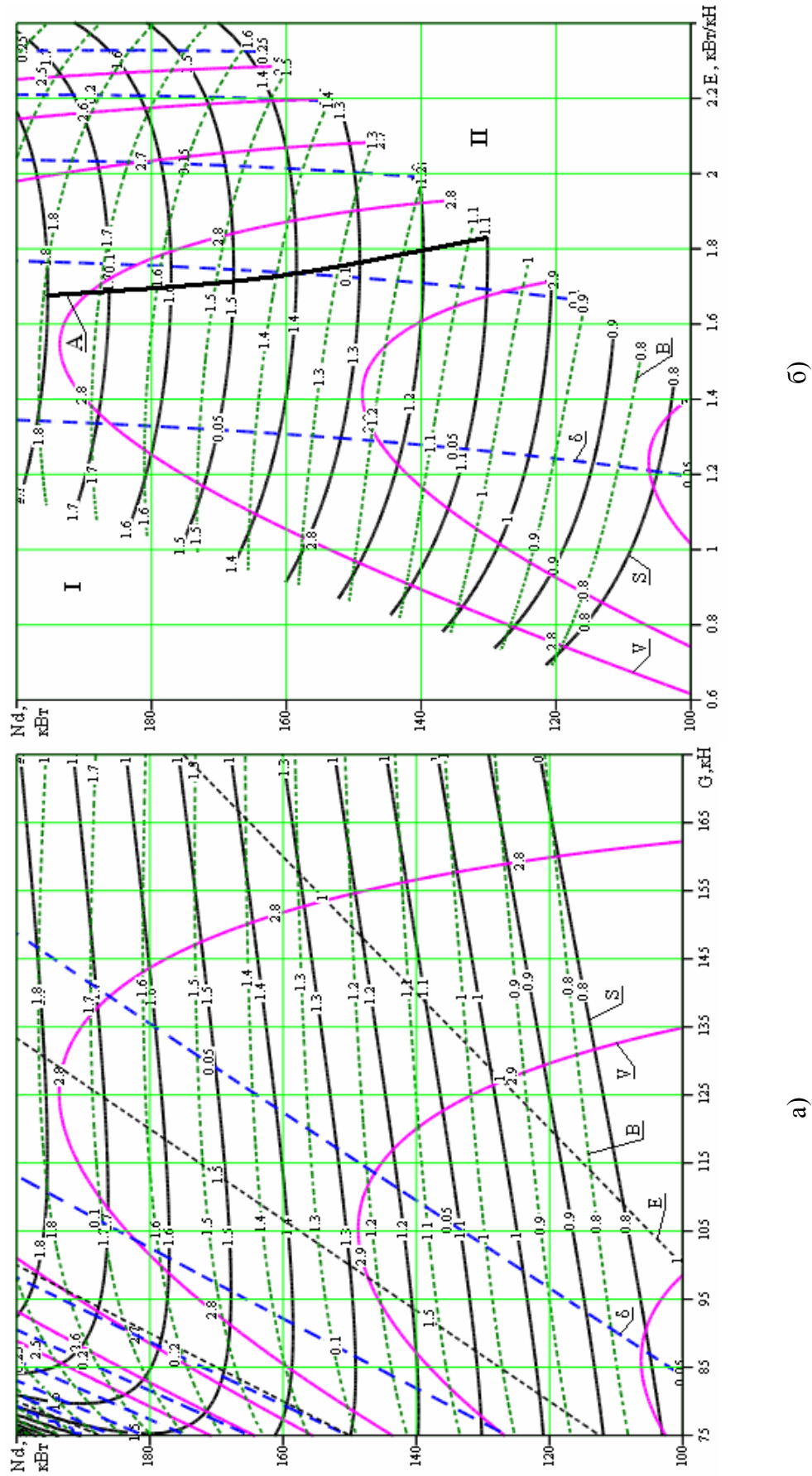


Рисунок 2 – Характеристики МТА на 2 передаче:

а – топологическое поле параметров в координатах ($G - N_c$); б – топологическое поле параметров в координатах ($E - N_c$).



На третьей передаче при увеличении веса производительность снижается, а достижение оптимальной энергонасыщенности 1,8 кВт/кН возможно при снижении веса до 71-72 кН, что практически не дает прибавку производительности.

Балластирование более существенно влияет на буксование трактора и в меньшей степени сказывается на производительности. Предложенное балластирование на 1-2 передачах снизит буксование в 2,2 и 1,2 раза соответственно.

При значениях энергонасыщенности меньше предельной – основное влияние на производительность МТА имеет мощность двигателя, а при энергонасыщенности больше предельной решающее влияние оказывает масса трактора, хотя на таких режимах с повышенным буксованием эксплуатация МТА нецелесообразна.

Производительность МТА подвержена значительному влиянию мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии. Для трактора с определенной ходовой системой и известным типоразмером шин существует также оптимальное передаточное число трансмиссии, которое совместно с оптимальной энергонасыщенностью может дать прибавку производительности до 22-23 % и более. При увеличении передаточного числа трансмиссии указанного трактора (понижении передачи) производительность также существенно возрастает.

Выводы

1. Предложенная методика позволяет определить оптимальную энергонасыщенность колесного трактора в составе пахотного МТА с позиций получения потенциально достижимой производительности.
2. Установлено, что максимум производительности для трактора с заведомо известной мощностью достигается при буксовании 7-12 %.
3. Правильным выбором энергонасыщенности или балластированием можно существенно снизить буксование трактора (в некоторых случаях в 2 раза и более) при некотором увеличении производительности МТА (на 2-4 %).
4. Основными факторами, определяющими производительность МТА, являются мощность двигателя и передаточное число трансмиссии, правильным выбором которого можно увеличить производительность на 20 % и более.

Список литературы: 1. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с. 2. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации // Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 3. Самородок В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – № 58. – С. 11–20.

УДК 629.114.07

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

МАНДРЫКА В.Р., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

ОСТРОВЕРХ А.О., асп., НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Розроблена математична модель із урахуванням параметрів силової установки, запропонованої двох потокової трансмісії, що використовується як при підйомі, так і під час спуску колони труб, дозволяє проводити дослідження з визначення динамічної завантаженості трансмісії, як для базової, так і модернізованої машини.



Рисунок 1 –
Установка
подъемная
автомобильная
УПА-80ПХ

Введение. Необходимость модернизации мобильного парка оборудования для ремонта нефтяных и газовых скважин диктуется постоянным увеличением их глубины залегания и соответственно весом поднимаемых и опускаемых для ремонта труб. Кризисные явления в экономике предполагают выполнение данных работ с минимальными затратами. На Харьковском заводе транспортного оборудования (ХЗТО) на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин, ведения буровых работ забойными двигателями или роторным способом, которая представлена на рисунке 1. Установка позволяет осуществлять подъем и опускание колонны из труб весом 80 тонн.

В соответствии с техническим заданием необходимо увеличить возможность подъема и опускания колонны из труб до 100 тонн при минимальном изменении характеристик существующей трансмиссии и двигателя базового автомобиля. Поэтому выбор типа трансмиссии, которая наилучшим образом удовлетворяет представленным требованиям, и обеспечение ее долговечности являются актуальной задачей.

Анализ последних достижений и публикаций.

Одной из характеристик, оценивающих долговечность системы, является динамическая нагруженность трансмиссии. К числу основных режимов следует отнести трогание с места и подъем колонны из труб. Для механических трансмиссий методика решения данных задач является известной [1].

Процесс опускания осуществляется под действием собственного веса. Ленточный тормоз, который удерживает колонну в процессе сборки труб и в дальнейшем при ее опускании в скважину с определенной скоростью, пробуксовывает и перегревается. Это требует дополнительных временных затрат на остывание тормозной системы и приводит к повышенному износу тормозных накладок.

Применение дополнительных тормозных систем в базовой конструкции не предусмотрено, однако известны конструкции, которые предполагают установку гидродинамических передач в качестве основного тормоза, а ленточный тормоз использовать как дополнительный. Исследования по использованию гидрообъемных передач в трансмиссиях автомобильных установок для подъема и опускания колонны труб приведены не в полном объеме.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является определение динамической нагруженности модернизированной трансмиссии в процессе подъема и торможения колонны труб. В качестве объекта исследования рассматривается разработанная на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» модернизированная схема трансмиссии. Она представляет собой модернизированную базовую трансмиссии с дополнением объемного гидропривода (ОГП), который предполагается использовать как при подъеме, так и в процессе торможения.

Теоретические исследования. Эквивалентная схема для общего случая движения представляет собой разветвленную многомассовую динамическую систему. Однако динамика подъема и опускания колонны труб существенно отличаются друг от друга. Поэтому рассмотрим их отдельно. На рисунках 2 и 3 представлена динамическая система, обеспечивающая подъем колонны и ее опускание соответственно, которая составлена с учетом демпфирующих свойств валопровода трансмиссии.

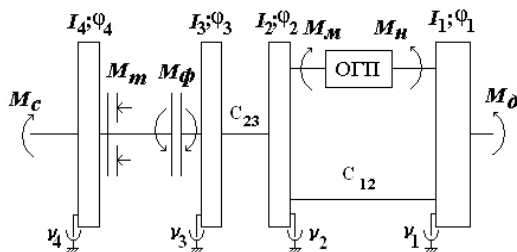


Рисунок 2 - Динамическая модель модернизированной трансмиссии (режим подъема)

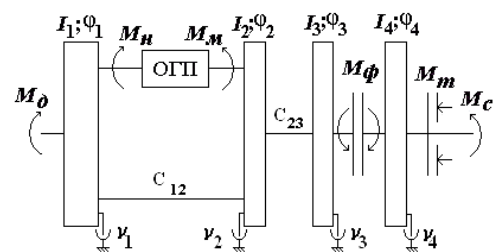


Рисунок 3 - Динамическая модель модернизированной трансмиссии (режим опускания)

Обозначим инерционные массы и коэффициенты демпфирования через I_i, ν_i , где $i=1..4$. В этом случае моменты инерции вращающихся масс и коэффициенты демпфирования, приведенные к валу двигателя, соответствуют таким значениям: I_1, ν_1 - двигателю, части трансмиссии и насосу ОГП; I_2, ν_2 - гидромотору ОГП и планетарному редуктору; I_3, ν_3 - коническому редуктору, цепной передаче в масле и ведущим частям фрикционной муфты включения нарезного барабана лебедки; I_4, ν_4 - ведомым частям фрикционной муфты и нарезному барабану лебедки с винтовым ограничителем подъема крюкоблока и талевой системы, приведенным моментам инерции и коэффициентам демпфирования поступательно движущихся масс поднимаемой и опускаемой колонны труб; C_{12}, C_{23} - приведенные значения жесткости соответствующих участков валопровода.

Углы закрутки соответствующих масс обозначим через φ_i , где $i=1...4$. Значения моментов инерции, жесткости и коэффициентов демпфирования получены расчетным путем или экспериментально, а также заимствованы из литературы. В качестве обобщенных координат принято положение рейки топливного насоса, углы закрутки соответствующих масс расчетной схемы и их скорости вращения, разность давлений в напорной и сливной магистралях ОГП и величина параметра регулирования, скорость подъема и опускания колонны труб.

Составление математической модели (ММ) для исследования процесса подъема колонны труб будем выполнять с использованием принципа Даламбера. На расчетной схеме введены следующие обозначения: M_n, M_m - приведенные значения крутящих моментов, развиваемых насосом и гидромотором ОГП; M_ϕ - приведенный момент сцепления фрикционной муфты включения нарезного барабана; M_c - приведенный момент сопротивления перемещению колонны труб; M_m - приведенный момент сцепления ленточного тормоза; M_o - крутящий момент, развиваемый на коленчатом валу двигателя.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику модернизированной трансмиссии в режиме подъема, имеют вид:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \nu_1 \dot{\varphi}_1 &= M_o - (M_n + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \nu_2 \dot{\varphi}_2 &= M_m + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \nu_3 \dot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - M_\phi; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + \nu_4 \dot{\varphi}_4 &= M_\phi - (M_c + M_m) \end{aligned} \quad (1).$$

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику модернизированной трансмиссии в режиме опускания, имеют вид:

$$\begin{aligned} I_4 \ddot{\varphi}_4 + \nu_4 \dot{\varphi}_4 &= M_c - (M_m + M_\phi); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \nu_3 \dot{\varphi}_3 &= (M_m + M_\phi) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \nu_2 \dot{\varphi}_2 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - (M_m + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + \nu_1 \dot{\varphi}_1 &= (M_n + c_{12}) - M_o \end{aligned} \quad (2).$$

Динамическая модель, представленная на рисунке 4, описывающая динамику трансмиссии серийной машины в режиме опускания, и ее математическое описание имеет вид:

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 + \nu_4 \dot{\varphi}_4 = M_c - M_m \quad (3).$$

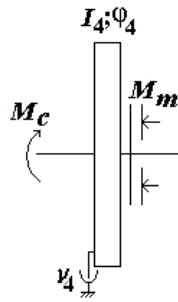


Рисунок 4 - Динамическая модель серийной трансмиссии (режим опускания)

ММ двигателя может быть представлена в виде зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала и положения рейки топливного насоса. Принимаем, что динамические характеристики центробежного регулятора топливных насосов для двигателей СМД-60 и ЯМЗ-238Д являются подобными. Это дает возможность использовать отдельные выражения из [1] для составления ММ двигателя, которая имеет вид:

$$\begin{aligned} M_{\delta} &= A + B\dot{\phi}_1 + Ch_{\delta} + Dh_{\delta}^2; \\ \nu_p \dot{z} + E_{p(\kappa)} &= A_{\phi_1} \cdot \dot{\phi}_1^2; \\ z &= h_{\delta \max} - h_{\delta}; \\ E_p &= 5,6 - 1727 \cdot X_p - 6,2635 \cdot h_{\delta} + 1826 \cdot X_p \cdot h_{\delta} + 267 \cdot X_p^2 - 15030 X_p^2 \cdot h_{\delta}; \\ E_{\kappa} &= 13,4 - 33,55 \cdot h_{\delta}; \\ A_{\phi_1} &= 10,15 \cdot 10^{-5} - 0,62 \cdot 10^{-4} \cdot h_{\delta}; \\ \nu_p &= 2,343 - 0,00154 \cdot \phi_1 - 1,91 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{\phi}_1^2 \end{aligned} \quad (4),$$

где: A, B, C, D - коэффициенты аппроксимации;

h_{δ} - положение рейки топливного насоса;

E_p, E_{κ} - сила пружин регулятора, определяющая его работу на регуляторной или корректорной ветви внешней характеристики;

X_p - положение рычага настройки регулятора топливного насоса.

ММ ОГП составлена в соответствии с методикой [2].

$$\begin{aligned} \dot{p} + k_w L \cdot p &= k_w \cdot W \cdot (e_n \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\ k_w &= \frac{\chi_0 + k_{\chi 1} p + k_{\chi 2} p^2}{V_0 + k_{v1} p + k_{v2} p^2}; \\ M_{\#} &= \frac{e_n \cdot W \cdot p}{\eta_{ch}} \\ M_{\#} &= W \cdot p \cdot \eta_{cm} \end{aligned} \quad (5),$$

где: L - коэффициент, учитывающий расход утечек жидкости при работе ОГП;

k_w - коэффициент, учитывающий расход на сжатие жидкости при работе ОГП;

$k_{\chi 1}, k_{\chi 2}, k_{v1}, k_{v2}$ - коэффициенты аппроксимации;

V_0 - объем рабочей жидкости в рабочей магистрали;

χ_0 - модуль объёмной упругости рабочей жидкости;

W - характерный объем гидромашины;

p - разность давлений в напорной и сливной магистралях ОГП;

e_n - параметр регулирования насоса;

$e_m = 1$ - параметр регулирования гидромотора при постоянном максимальном угле наклона упорно-распределительного диска.

Значения кинематических и силовых КПД для гидромашин типа «Зауэр» [3] приведены в виде функциональных зависимостей во времени между значениями КПД и переменными, характеризующими режим работы ОГП: разности давлений; угловых скоростей вращения валов насоса и гидромотора; параметра регулирования насоса.

$\eta_{кн} = 1 - A_n(t)$ - кинематический КПД насоса;

$\eta_{км} = \frac{1}{1 + A_m(t)}$ - кинематический КПД гидромотора;

$\eta_{сн} = \frac{1}{1 + B_n(t)}$ - силовой КПД насоса;

$\eta_{см} = 1 - B_m(t)$ - силовой КПД гидромотора.

Известны [4] характерные участки работы муфты трения при ее включении: начало работы ведущего диска, начало работы ведомого диска и процесс буксования, замыкание муфты и совместный разгон ведущих и ведомых частей муфты, определяемый начальными условиями и величиной нагрузки. В исследуемом объекте время включение муфты является постоянной величиной, определяемой параметрами (настройками) пневматического привода. Длительность включения муфты не превышает 1с.

Величину M_ϕ принимаем в функции от времени включения, в предположении, что величина коэффициента запаса муфты известна и составляет $\beta = 1,5$.

$$M_\phi = \begin{cases} M_{\phi \max} = k_1 \cdot t, & \text{при } 0 < t < 0,5; \\ \left[\exp\left(-\frac{t}{k_t}\right) \right] \cdot M_{\phi \max}, & \text{при } 0,5 < t < 1; \\ M_{\phi \text{уст}}, & \text{при } t > 1 \end{cases} \quad (6),$$

где: k_1, k_t - коэффициенты аппроксимации, полученные при построении зависимости $M_\phi = f(t)$, на основании экспериментальных исследований; $M_{\phi \text{уст}}$ - установившееся значение крутящего момента на фрикционной муфте, определяемое величиной нагрузки (весом поднимаемой колонны труб, которая со временем уменьшается из-за величины демонтируемых участков).

Значение M_m для ленточного тормоза подбираются из условия, что будет остановлена поднятая колонна труб весом в 100 т. Так как в режиме подъема трубы момент M_m не принимает участия, т.е. $M_m=0$ до тех пор, пока поднятая из скважины колонна труб не потребует остановки для демонтажа одной или двух труб. На базовой трансмиссии ленточные тормоза применяются для остановки колонны трубы при ее спуске в скважину.

Поэтому для работы применен простой ленточный тормоз с одним закрепленным концом, математическая модель которого имеет вид [5]:

$$M_m = P \frac{l}{d} (e^{\mu\alpha} - 1) R \quad (7),$$

где: P - усилие на рычаге; R - радиус тормозного барабана;

$\frac{l}{d}$ - конструктивные параметры, определяющие длину тормозного рычага и расстояние от концов ленты до шарнира рычага.

μ - коэффициент трения между поверхностью тормозного барабана и фрикционными накладками тормозной ленты;

α - угол охвата барабана тормозной лентой.

Из анализа характеристик зависимости (7) следует, что параметры R , l , d , α принимаются постоянными, закон изменения величины P определяется величиной загрузки системы и носит случайный характер. Первоначально принимаем $P=const$. Величина μ зависит от скорости скольжения, величины удельного давления тормозных накладок на барабан и материала накладок. Известна зависимость [5] коэффициента трения μ от скорости скольжения чугуна СЧ 12-32 по стали при удельном давлении 0,2 МПа, полученная экспериментально, рисунок 5.

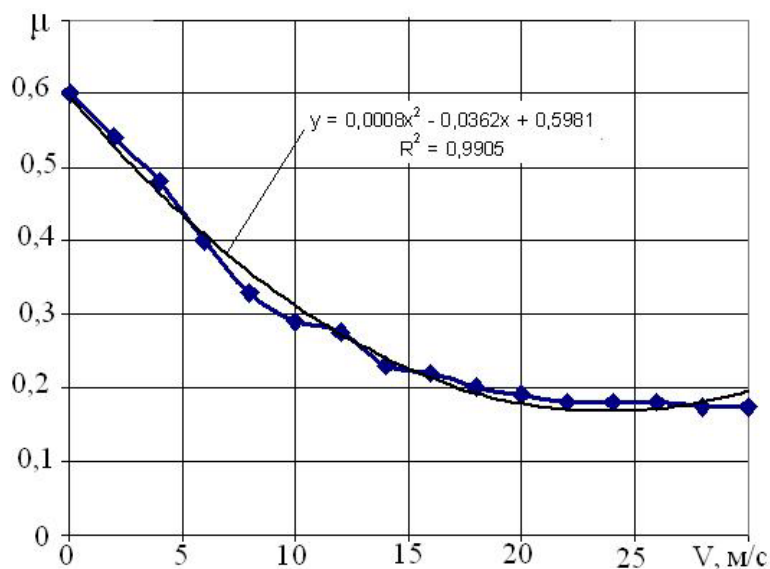


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента трения μ от скорости скольжения V

После аппроксимации коэффициент трения μ в функции от скорости скольжения V имеет вид

$$\mu = 0,5981 + 0,0008V^2 - 0,0362V \quad (8).$$

Из анализа зависимости (8) следует, что наибольшее значение коэффициент трения имеет при скоростях скольжения близких к нулю.

Момент M_c принимаем в функции от скорости V_n подъема колонны труб. В первом приближении эта зависимость может быть принята линейной. Приведенная к валу тормозного барабана величина M_c имеет вид:

$$M_c = (M_{c0} + k_{co}V_n) \cdot i_m \quad (9),$$

где M_{c0} - момент сопротивления колонны при скорости подъема близкой к нулю;

$$M_{c0} = G_k \cdot R_{тб};$$

G_k - вес поднимаемой колонны труб;

$R_{тб}$ - радиус тормозного барабана;

k_{po} - коэффициент аппроксимации;

i_m - передаточное число тальблока.

После подстановки в (1-3) выражений (4-9) получим искомую математическую модель трансмиссии автомобиля для исследования динамики неустановившегося движения на основных режимах работы с колонной труб.

Выводы

Разработанная математическая модель с учетом параметров силовой установки, предлагаемой двухпоточной трансмиссией, используемой как при подъеме, так и опускании колонны труб, позволяет проводить исследования по определению динамической нагруженности трансмиссии, как для базовой, так и модернизированной машины.

Список литературы: 1. Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Под ред. Коденко М.Н. Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988. 152 с. 2. Мандрыка В.Р. Математическая модель объемного гидропривода сельскохозяйственного трактора Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. №222. Конструирование и исследование тракторов. Вып. 6, с. 35-37. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков : Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с. 4. Сцепление транспортных и тяговых машин/И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера и др.- М.: Машиностроение, 1989.-344 с. 5. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972,- 560 с.

УДК 629.33+621.8.033

КРАМСКОЙ А.В., к.т.н., с.н.с., ХНАДУ

**ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Розглянуто основні залежності та принципи побудови програмного комплексу для моделювання тривимірних просторових течій у проточних порожнинах пневмоапаратів транспортних засобів. Запропоновані основні принципи розподілення обчислень та особливості їх реалізації. Показано, що моделювання з обмежувачами дозволяє більш точно описувати характеристики потоку.

Введение. При разработке перспективных конструкций пневмоаппаратов и модификации существующих ведущие фирмы Азии, Европы и США выполняют численное моделирование переходных процессов в расчётных полостях. Специально для таких целей разработаны некоторые программные комплексы, например, ANSYS, STAR-CD, Nastran, Cosmos, позволяющие выполнять анализ изделий на прочность, термонагруженность; решение контактных задач, анализ аэродинамической формы и прочее.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время имеется тенденция по разработке программного обеспечения для расчёта пространственных вязких нестационарных течений газа с учётом теплообмена на параллельных системах. Одним из недостатков современных программных комплексов для расчёта пространственных течений является то, что они в большей части разработаны для блочно неструктурированных сеток, что значительно увеличивает время для создания самой сетки. Возможность выполнения расчётов на полностью неструктурированных сетках позволяет в значительной степени автоматизировать процесс расчёта [1,2].

Цель и постановка задачи. Целью работы является разработка программного комплекса, позволяющего моделировать переходные процессы в полостях пневмоаппаратов; определение основных закономерностей и особенностей расчёта на параллельных и распределённых системах.

Задачами исследования являются:

- определение основных зависимостей и структуры программного комплекса;
- рассмотрение особенностей распределения вычислений между множеством расчётных процессов;
- выполнение расчёта сверхзвукового течения с первым порядком аппроксимации и MUSCL-реконструкцией параметров в ячейке.

Основные зависимости динамики движения сжатого воздуха и особенности распределения вычислений. Временную дискретизацию уравнений газовой динамики можно представить в следующем виде [1,3]

$$Q_{i,j,k}^0 = Q_{i,j,k}^n,$$

$$Q_{i,j,k}^m = Q_{i,j,k}^n + \alpha_m \Delta \tau \left[R(Q_{i,j,k}^m) - \frac{(1+\theta)(Q_{i,j,k}^m - Q_{i,j,k}^n) - \theta(Q_{i,j,k}^n - Q_{i,j,k}^{n-1})}{\Delta t} \right], \quad (1)$$

$$Q_{i,j,k}^0 = Q_{i,j,k}^m,$$

где m - индекс, определяющий текущий шаг многошаговой схемы Рунге-Кутты, $m = \overline{1, N}$; N - количество шагов по многошаговой схеме. В процессе исследований количество шагов ограничивалось $N_{\max} = 5$; $R(Q_{i,j,k}^m)$ - вектор невязки; Δt - физический шаг по времени, с; $\Delta \tau$ - псевдошаг по времени, с; α_m - коэффициенты схемы Рунге-Кутты.

Определение конвективных потоков на гранях, выполняется по разностной схеме, сформулированной в "примитивных" переменных, являющейся модификацией линеаризованного решения задачи Римана [4].

Для получения безосцилляционных решений применяется метод обеспечивающий невозрастание полной вариации решения по времени (TVD-метод), что в свою очередь способствует уменьшению численной диффузии при решении вязких турбулентных задач [5].

В общем случае, функция $\phi(r)$, учитывающая применение антидиффузионного члена, для TVD-подхода в формулировке Колгана [5] записывается в следующем виде

$$\phi(r) = \max[0, \min(1, r)], \quad (2)$$

где $r = \frac{\Phi_i - \Phi_{i-1}}{\Phi_{i+1} - \Phi_i}$ - параметр ограничителя;

Φ_i - сеточные переменные, определяемые в центре ячейки i .

Общий вид применяемых TVD ограничителей приведен в таблице 1.

Программный комплекс структурно состоит из следующих компонентов: модуль импорта твердотельной модели и генерации сетки; модуль определения теплофизических свойств газа; модуль решения задачи течения газа в расчётной полости.

Способ реализации расчётных методов для решения задач газовой динамики в виде программного кода является важным для использования программного комплекса, как в учебном процессе, так и в научной работе. В данном случае в качестве языка программирования применялся C++. В качестве компилятора для генерации исполнительного кода применялся gcc v.3.4.2. Интерфейс программного комплекса для Windows был реализован с использованием функций Win32API.

Для распределения вычислений применяется схема с распределением вычислений между процессами, что в общем случае позволяет адресовать каждому из них большее количество оперативной памяти, в отличие от схемы с параллельными потоками (рис. 1).

Таблица 1 – Ограничители разностных схем

Название ограничителя	$\phi(r)$	$\lim_{r \rightarrow \infty} \phi(r)$
VANALB	$\frac{r^2 + r}{r^2 + 1}$	1
TVD (симметричная формулировка)	$\max[0, \min(1, r)]$	1
OSHER	$\max[0, \min(r, \beta)]$, где $1 \leq \beta \leq 2$	β
SWEBY	$\max[0, \min(\beta r, 1), (r, \beta)]$	β
OSPRE	$\frac{1,5(r^2 + r)}{(r^2 + r + 1)}$	1.5
VANLH	$\frac{r + r }{1 + r}$	2
MUSCL	$\max[0, \min(2r, 0.5(1 + r), 2)]$	2
SMART	$\max[0, \min(2r, (0.25 + 0.75r), 4)]$	2
UMIST	$\max[0, \min(2r, (0.25 + 0.75r), (0.75 + 0.25r), 2)]$	2
SUPERBEE	$\max[0, \min(2r, 1), \min(r, 2)]$	2
KOREN	$\max[0, \min(2r, (1 + 2r)/3, 2)]$	2
HCUS	$\frac{1,5(r + r)}{(r + 2)}$	3
CHARM	$\frac{r(3r + 1)}{(r + 2)^2}$	3
HQUICK	$\frac{2(r + r)}{(r + 3)}$	4

Основной задачей при распределении вычислений является декомпозиция расчётной области на отдельные процессы. В этом случае сеточная модель представляется в виде взвешенного графа $G^0 = (V, E)$, $V = \{v_i\}$, $|V| = n$, вершины v_i и рёбра e_{ij} которого имеют веса $w(v_i)$ и $w(v_i, v_j)$ соответственно, причём $w(v_i, v_j) = 0$. Для разбиения графа применяется методы огрубления исходного графа и бисекции [6]. При этом топологией распределённой расчётной модели является структура типа звезды (с расчётным сервером и хостами). Программная реализация параллельной и распределённой версий решателей выполнена с использованием технологии рассылки сообщений MPI [7].

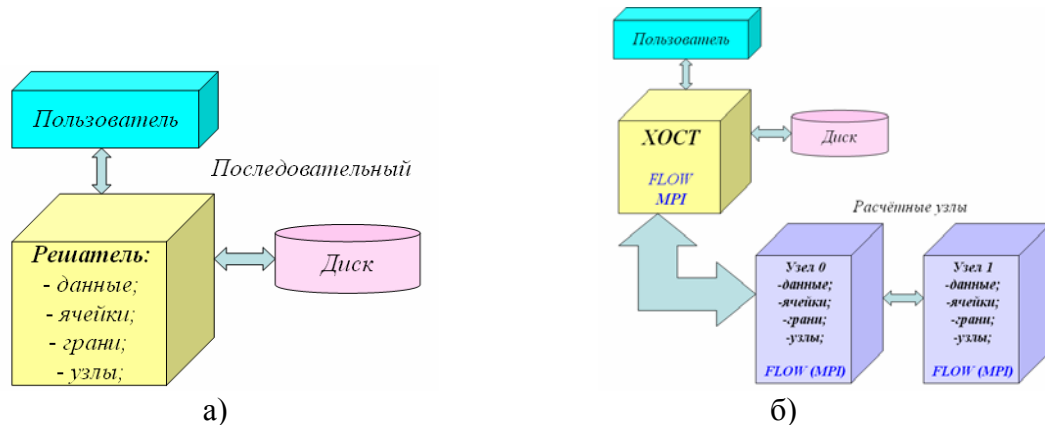


Рисунок 1 – Структурные схемы решателей: а) – структура последовательного солвера; б) – структура параллельного и распределённого солверов

Результаты моделирования. Пневматические системы транспортных средств работают при большом перепаде давлений (до 0,85 МПа) и имеют сложную форму, состоящую из множества закруглений, сужений, расширений и пр. Поэтому в качестве примера выполнено моделирование течения воздуха около клина (как одного из элементов проточной полости пневмоаппарата). Полное относительное давление на входе составляет 0,6 МПа; статическая температура 300 К; на выходе статическое относительное давление 0 Па. Сеточная модель представляет собой симметричную часть обтекаемой области и состоит из 52374 гексаэдров и 4 граничных слоёв.

Для сравнения выполнены расчёты с первым порядком аппроксимации и MUSCL-реконструкцией параметров в ячейке (рис. 2).

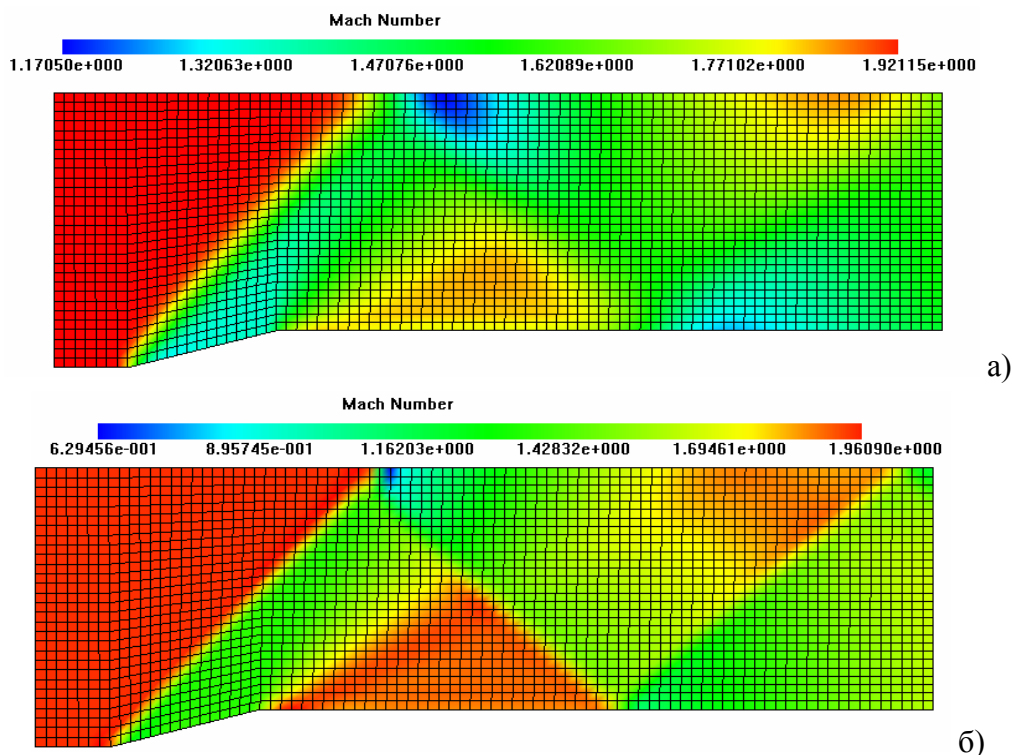


Рисунок 2 – Результаты расчёта сверхзвукового обтекания клина: а) первый порядок аппроксимации; б) третий порядок (MUSCL реконструкция)

По результатам моделирования можно сделать вывод, что разностная схема третьего порядка аппроксимации позволяет с большей точностью получать результаты, чем схема первого порядка, что связано с уменьшением "размазывания" контактных разрывов.

Выводы

Представленные зависимости и основные особенности программного комплекса позволяют автоматизировать процесс прогнозирования характеристик пневматических аппаратов. С целью повышения точности вычислений необходимо применять разностные схемы с повышенными порядками аппроксимации как по времени, так по пространству. При этом при распараллеливании процесса расчёта целесообразно использовать свободно распространяемое программное обеспечение (например, MPI), а топологическую вычислительную конструкцию определить по схеме звезды.

Список литературы: 1. <http://www.flowvision.ru>. 2. *Клименко В.И., Крамской А.В., Чебан А.А.* Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2008. – №7(125), Частина 2. – С.53-57. 3. *Крамской А.В., Лесь А.Н.* Особенности реализации методов с распределёнными параметрами для моделирования переходных процессов пневматического тормозного привода автомобиля // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, 2007. – Вип. 60. – С.184-191. 4. *Крамський О.В., Богомолов С.В.* Комп'ютерна програма „Програма моделювання нестационарних тривимірних течій стислого газу”. №24233 від 22.04.2008 р. Держ. департамент інтелектуальної власності. 5. *Ильин С.А., Тимофеев Е.В.* Сравнение квазимонотонных разностных схем сквозного счёта на задаче Коши для одномерного линейного уравнения переноса // Математическое моделирование, 1992. – т.4. - №3. – С.62-75. 6. *Attiya H., Welch J.* Distributed computing. 2nd edition. Canada. – 2004. 416 p. 7. <http://www.mpiforum.org>.

УДК 629.058

ШУКЛИНОВ С.Н., к.т.н., доц., ХНАДУ

УДЕЛЬНОЕ УСИЛИЕ НА ШТОКЕ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗОВ

Запропоновано математичні залежності, що до визначення удільного зусилля на штоку вакуумного підсилювача гальм зі слідкуючим пристроєм який сформовано на основі пружно-еластичного елементу. Дані залежності характеризують удільне зусилля на штоку підсилювача підчас початку його спрацьовування та у слідкуючим режимі дії.

Введение. Следящее действие вакуумного усилителя тормозов обеспечивает следящее устройство, формируемое чаще всего на основе упруго-эластичного диска. Для согласования статической характеристики вакуумного усилителя с характеристикой тормозной системы необходимо обеспечить зазор между поршнем управления и упруго-эластичным диском в момент открытия воздушного клапана. При этом на штоке усилителя формируется начальное усилие непропорциональное усилию на толкателе. Известная зависимость [1], определяющая соотношение между входом и выходом усилителя справедливы только в случае с гидравлическими следящими устройствами или при допущении отсутствия указанного зазора между поршнем управления и упруго-эластичным элементом.

Анализ последних достижений и публикаций. Усилие на штоке вакуумного усилителя при его насыщении по давлению определенное по существующей зависимости [1] на 5-7% меньше значения полученного экспериментально. Погрешность определения усилия на штоке при срабатывании усилителя достигает 40%.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является получение математических зависимостей определяющих удельное усилие на штоке вакуумного усилителя с упруго-эластичным следящим устройством в момент его включения и в режиме следящего действия.

Описание напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента и решение задачи. Упруго-эластичный диск расположен в стакане с плоским дном поршне усилителя. Торец управляющего поршня в момент открытия атмосферного клапана расположен на некотором расстоянии от плоскости дна стакана. Удельное усилие на штоке можно определить, рассмотрев силы сопротивления на различных участках стакана (рис. 1). Предположим, что шток зафиксирован и неподвижен. Сопротивление движению поршня создается упруго-эластичным диском, левая часть которого также неподвижна. При этом на правую часть диска, контактирующую с поршнем по кольцевой поверхности дна стакана, действует сжимающее усилие. Таким образом, при наличии зазора между упругим диском и поршнем управления, сжатие диска между поршнем и штоком сопровождается выдавливанием части материала из периферийной части в центральную зону. В результате объем материала в центральной зоне увеличивается, что приводит к вытеснению его в отверстие на встречу управляющему поршню.

Процесс выдавливания упруго-эластичного диска в отверстие можно сравнить с процессом выдавливания металла [2] поскольку при небольших относительных деформациях резина описывается законом Гука [3]. Однако при выдавливании резины изменение формы происходит при упругой деформации, а металла при пластической, поэтому удельное усилие определяется не пределом текучести, а напряжением деформации упруго диска.

Для определения удельного усилия поршня необходимого для выдавливания материала диска в зазор и соответствующего ему удельного усилия на штоке, определяющего зону нечувствительности усилителя, применим «сферическое» поле перемещений (рис. 1)[2]. При этом выделим две «жесткие» зоны 1 и 4, в которых деформации отсутствуют и две деформируемые зоны 2 и 3. Сжатие упруго-эластичного диска происходит за счет действия распределенной нагрузки g , формируемой усилием R_n со стороны поршня и $g_{ш}$ формируемой реакцией поршня $R_{ш}$. При этом часть материала диска из зоны 2 выдавливается в зону 3. «Жесткая» зона 4 сформирована донной частью стакана поршня и конической поверхностью с углом при вершине 2γ . По мере выдавливания материала из деформируемой зоны 2 в деформируемую зону 3, она пополняется материалом из зоны 1 при этом «жесткая» зона 1 уменьшается.

Давление зоны 1 упруго-эластичного диска на шток, т.е. удельное усилие на штоке определяет выражение

$$p_1 = p_2 - p_{mp}, \quad (1)$$

где p_2 – давление зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1; p_{mp} – давление в зоне 1 упруго-эластичного диска вследствие его трения о стенки отверстия.

Сила трения диска о стенки отверстия

$$P_{mp} = \tau \pi D L, \quad (2)$$

где τ – касательные напряжения между упруго-эластичным диском и цилиндрической поверхностью стакана поршня; D – диаметр штока усилителя; L – длина зоны 1.

Соответственно давление в зоне 1 вследствие трения упругого диска о стенки стакана поршня равно

$$p_{mp} = \frac{4P_{mp}}{\pi D^2} = \frac{4\tau \pi D L}{\pi D^2} = 4\tau \frac{L}{D} = 4\mu_{mp} \sigma \frac{L}{D}, \quad (3)$$

где μ_{mp} – коэффициент трения между диском и стенкой стакана поршня;

σ – нормальные напряжения в зоне 1.

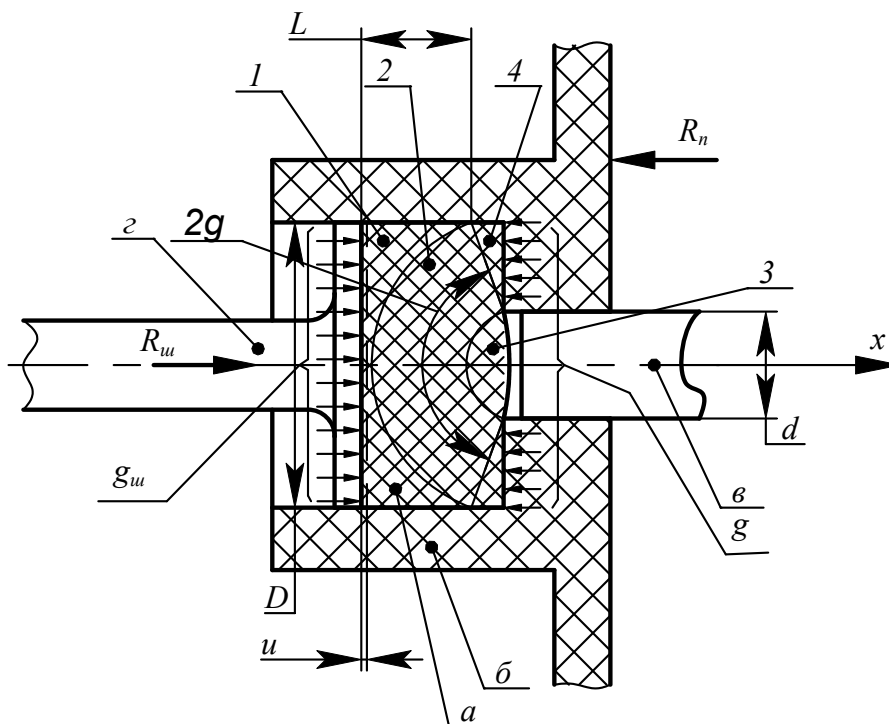


Рисунок 1 – Схема выдавливания упруго-эластичного диска в зазор:
1, 4 – «жесткие» зоны деформации; 2, 3 – деформируемые зоны; а – упруго-эластичный диск; б – поршень усилителя; в – толкатель; г – шток.

И, следовательно, удельное усилие на штоке

$$p_1 = p_2 - 4\mu_{mp}\sigma\frac{L}{D}. \quad (4)$$

Давление p_2 зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 определим, пользуясь методом баланса работ. Рассмотрим участок, соответствующий зоне 2, используя сферические координаты ρ, φ и θ (см. рис. 1). Рассматриваемый участок представляет собой шаровой сектор, у которого координата ρ характеризует радиус, а координаты φ и θ углы расположения во взаимно перпендикулярных плоскостях. В качестве левой границы очага деформации приближенно примем поверхность mfn шарового сектора с радиусом b и углом при вершине конуса 2γ . Правой границей будем считать поверхность $m'f'n'$ шарового сектора с радиусом a , с тем же углом при вершине конуса 2γ . Давление на правую границу очага деформации p_3 численно равно напряжению в зоне 3 и определяется относительной деформацией упругого диска. Давление p_2 на левую границу является искомым. Примем, что смещение частиц в очаге деформации зоны 2 происходят по радиусам ρ . Тогда смещения по координатам φ и θ будут равны нулю: $u_\varphi = u_\theta = 0$. Поскольку при деформации буфера происходит относительное перемещение поршня и штока, то для удобства

рассмотрения задачи предположим, что поршень неподвижен, а шток имеет возможность перемещения на встречу поршню.

Уравнение баланса работ при деформации в зоне 2 имеет вид:

$$A_2 = A_d + A_T, \quad (5)$$

где A_2 – работа равнодействующей P_2 активного давления на левую поверхность очага деформации; A_d – работа деформации формы; A_T – работа сил сдвига на конической поверхности разрыва между зонами 2 и 4.

Допустим, что за какой-то весьма малый промежуток времени равнодействующая P_2 , направленная по оси x , осуществит работу на перемещении u_x . Тогда работа A_2 выразится так:

$$A_2 = P_2 \cdot u_x, \quad (6)$$

где u_x – перемещение равнодействующей P_2 вдоль оси x .

Работа деформации упруго-эластичного диска в зоне 2 может быть определена как:

$$A_d = \iiint_V \sigma \varepsilon_i dV, \quad (7)$$

где ε_i – обобщенная деформация в зоне 2; dV – элементарный объем в деформируемой зоне 2.

В общем случае обобщенную деформацию определяет выражение:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_\theta - \varepsilon_\varphi)^2 + (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_\rho)^2 + (\varepsilon_\rho - \varepsilon_\theta)^2},$$

где ε_θ , ε_φ , ε_ρ – деформации по соответствующим сферическим координатам.

Так как в нашем случае $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\varphi$, а $\varepsilon_\theta + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_\rho = 0$, то $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\varphi = -0,5\varepsilon_\rho$ и обобщенную деформацию можно представить в виде $\varepsilon_i = \pm\varepsilon_\rho$.

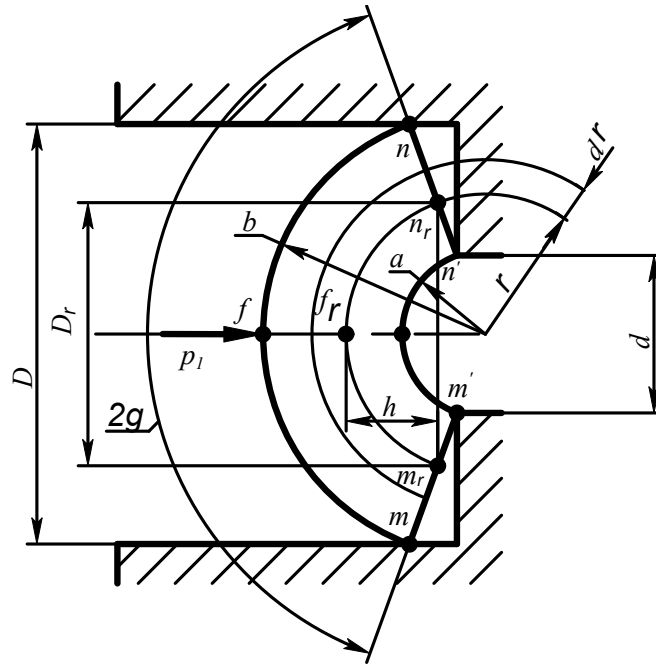


Рисунок 2 – Схема для определения давления p_2 в зоне (условно показана только деформируемая зона 2).

В свою очередь для осесимметричного напряженно-деформированного состояния в цилиндрических координатах деформации равны:

$$\varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} \text{ и } \varepsilon_\varphi = \varepsilon_\theta = \frac{u_\rho}{\rho},$$

с учетом приведенных равенств и предположения не сжимаемости материала упругого диска получим:

$$\varepsilon_\theta + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} + 2\frac{u_\rho}{\rho} = 0. \quad (8)$$

Это уравнение можно представить в виде

$$\frac{d(u_\rho \rho^2)}{d\rho} = 0. \quad (9)$$

После интегрирования уравнения (9), получим равенство

$$u_\rho \rho^2 = f(\varphi). \quad (10)$$

На левой граничной поверхности очага деформации ($\rho = b$) при $\varphi = 0$ перемещение $u_\rho = u_x$.

Следовательно, в точке m радиус $\rho = b$ и $\varphi = 0$

$$f(\varphi) = f(0) \approx u_x b^2. \quad (11)$$

Допустим, что во всех точках левой границы очага деформации перемещение u_ρ не зависит от φ , оставаясь равным произведению $u_x \cdot b^2$.

Тогда

$$u_\rho \rho^2 = u_x \cdot b^2,$$

и, следовательно,

$$u_\rho = u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-2},$$

откуда получим:

$$|\varepsilon_\rho| = \frac{du_\rho}{d\rho} = 2u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-3} = \varepsilon_i. \quad (12)$$

Выделим элементарный объем dV , ограниченный слева и справа сферическими поверхностями с радиусами соответственно ρ и $\rho + d\rho$, а в радиальном направлении конической поверхностью отверстия (см. рис. 2).

Значение этого элементарного объема dV равно произведению площади шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$ на элементарное приращение радиуса $d\rho$. Площадь S_c шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$, определяет формула

$$S_c = 2\pi\rho h, \quad (13)$$

где h – высота шарового сегмента, $h = \rho - \rho \cos \gamma = \rho(1 - \cos \gamma)$.

Следовательно,

$$dV = S_c d\rho = 2\pi(1 - \cos \gamma)\rho^2 d\rho. \quad (14)$$

Таким образом, после подстановки (12) и (14) в уравнение работы деформации (7), получим:

$$A_d = \sigma 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (15)$$

Работа сдвига на конической границе разрыва между зонами 2 и 4, определяется выражением:

$$A_T = \int \int_F \tau_k u_\rho dF, \quad (16)$$

где τ_k – элементарная сила сдвига (напряжение, численно равное касательному напряжению на поверхности разрыва); u_ρ – перемещение вдоль конической поверхности разрыва; $u_\rho = u_x \cdot b^2 \rho^{-2}$; dF – площадь сдвига элементарного объема dV по конической поверхности; $dF = \pi D_\rho d\rho = 2\pi \rho \sin \gamma d\rho$.

После подстановки значений u_ρ и dF в зависимость (16), получим

$$A_T = \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (17)$$

(Напряжение τ_k считаем постоянным, поэтому и выносим его за знак интеграла).

Подставляя в (5) выражения (6), (15) и (17), получим

$$P_2 u_x = \sigma 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (18)$$

Откуда, после интегрирования и деления на перемещение u_x , с учетом, что $2 \ln \frac{b}{a} = \ln \frac{b^2}{a^2}$, имеем

$$P_2 = [\tau_k \pi b^2 \sin \gamma + \sigma \cdot 2\pi b^2 (1 - \cos \gamma)] \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (19)$$

С учетом того, что (см. рис. 2) $b^2 = \frac{D^2}{4 \sin^2 \gamma} = \frac{D^2}{4(1 - \cos^2 \gamma)}$ и $\frac{b^2}{a^2} = \frac{D^2}{d^2}$, поэтому после деления на площадь штока $F = \frac{\pi D^2}{4}$ получим удельное усилие

$$p_2 = \left(\frac{\tau_k}{\sin \gamma} + \frac{2\sigma}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (20)$$

Представим элементарную силу сдвига τ_k в виде

$$\tau_k = \mu_{mp} \cdot \sigma. \quad (21)$$

Подставляя (21) в (20), получим

$$p_2 = \sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (22)$$

В раскрытом виде компонент формулы (22)

$$\sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2mp}, \quad (23)$$

учитывает усилие сдвига между деформируемой зоной 2 и «жесткой» зоной 4. В свою очередь, компонент

$$\sigma \frac{2}{1 + \cos \gamma} \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2o}, \quad (24)$$

определяет удельное усилие, необходимое непосредственно для деформации выдавливания.

Подставив (22) в уравнение (4) получим удельное усилие на штоке усилителя при выдавливании упругого диска в зазор

$$p_1 = \sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp}\sigma \frac{L}{D}. \quad (25)$$

Для определения удельного усилия на штоке при выдавливании упругого диска в следящем режиме работы усилителя, воспользуемся схемой представленной на рис. 3.

При деформации (изменении формы) упругого диска уравнение баланса работ для деформируемой зоны 2 примет вид

$$A_{2cl} = A_{Дcl} + A_{Тcl} + A_{3cl}, \quad (26)$$

где A_{3cl} – работа деформирования зоны 3 сил сопротивлений со стороны толкателя (управляющего поршня) в следящем режиме.

Работа деформирования зоны 3 может быть определена как работа изменения объема давлением со стороны зоны 2

$$A_{3cl} = p_2 \Delta V_3, \quad (27)$$

где ΔV_3 – изменение объема деформируемой зоны 3 в следящем режиме работы усилителя.

Поскольку в рассматриваемом случае изменение объема ΔV_3 происходит за счет выдавливания материала из деформируемой зоны 2, при перемещении поршня u_x относительно штока то, следовательно, работа деформирования зоны 3 равна

$$A_{3cl} = p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x. \quad (28)$$

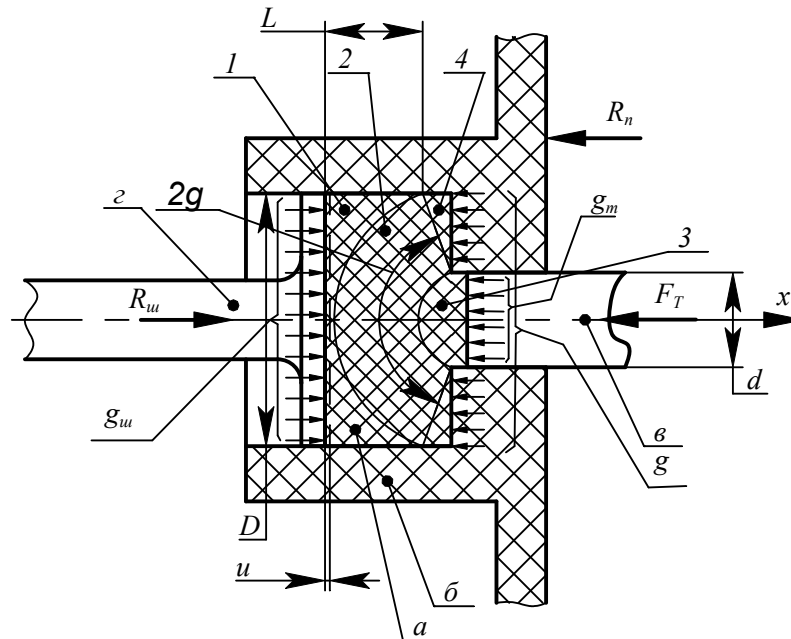


Рисунок 3 – Напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного диска в следящем режиме рабочего процесса усилителя (обозначения те же, что и на рис. 1)

С учетом выражений (6), (15), (17), и (28) уравнение (26) примет вид:

$$P_{2cl} u_x = p_2 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x. \quad (29)$$

Из уравнения (29) после очевидных преобразований получим удельное усилие p_{2cl} (давление) зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 в следящем режиме рабочего процесса усилителя

$$p_{2cl} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right], \quad (30)$$

и, соответствующее удельное усилие на штоке усилителя

$$p_{1cl} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right] - 4\mu_{mp} p_2 \frac{L}{D}. \quad (31)$$

При хорошей смазке упруго-эластичного элемента в стакане поршня усилителя угол γ мало отличается от 90 градусов, а расстояние L приближается к толщине диска h , поэтому выражения (25) и (31) могут быть упрощены. Таким образом, удельное усилие на штоке усилителя в момент открытия атмосферного клапана после несложных преобразований может быть определено по зависимости:

$$p_1 = \sigma(2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp} \sigma \frac{h}{D} \quad (32)$$

Соответственно выражение (30), определяющее удельное усилие на штоке усилителя в режиме следящего действия усилителя с учетом принятых допущений и подстановкой значения p_2 примет вид:

$$p_{1cl} = \sigma(2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} \left[1 + (2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp} \frac{h}{D} \right] \quad (33)$$

Выводы

1. Удельное усилие на штоке усилителя определяется удельным усилием для деформации выдавливания и удельным усилием сдвига на границах деформации и на поверхностях контакта упруго элемента.
2. Полученные зависимости удельного усилия на штоке усилителя являются функцией напряжения деформации формы упруго-эластичного диска, коэффициента трения и соотношения размеров штока и поршня управления.
3. Поскольку относительная деформация формы упруго-эластичного диска и соответственно напряжение деформации определяется объемом полости деформации, расположенной перед поршнем управления, постольку удельное усилие на штоке усилителя в момент его срабатывания зависит от диаметра управляющего поршня и зазора между ним и упругим диском в момент открытия атмосферного клапана вакуумного усилителя.

Список литературы: 1. Шасси автомобиля: атлас конструкций: учебное пособие для вузов / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский, В.В. Коняшов и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 108 с. 2. Сторожев М.В. Теория обработки металлов давлением: учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп./ М.В. Сторожев, Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с. 3. Бухина М.Ф. Техническая физика эластомеров / М.Ф. Бухина – М.: Химия, 1984. – 224 с.

УДК 629.3.027

БОГОМОЛОВ В.О., д.т.н., проф., ХНАДУ

КЛИМЕНКО В.І., к.т.н., проф., ХНАДУ

ШИЛОВ А.І., к.т.н., ХНАДУ

АЛЕКСЕЄВ Р.В., інж., ХНАДУ

ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕКТРОННО КЕРОВАНИХ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛІВ ТА АЛГОРИТМІВ ЇХ РОБОТИ

Рассмотрены пневматические подвески с электронным управлением, устанавливаемые на автобусах и грузовых автомобилях. Описываются их основные функции и принципы работы.

Вступ. Пневматична підвіска застосовується в автомобілебудуванні ще з початку 50-х р. Особливе поширення вона знайшла на пасажирських транспортних засобах, а останнього часу на великовантажних автомобілях та причепах. В наш час виробники пневматичних підвісок створюють нове покоління пневматичних підвісок коліс з електронним керуванням. Відомими виробниками пневматичних підвісок з електронним управлінням є Wabco Whestinghouse, Knorr – Bremse, Bosch, Hendrickson та ін.

Аналіз публікацій. У СРСР на початку 50-х рр. велися інтенсивні розробки пневматичних підвісок для автобусів і вантажних автомобілів. На Всесоюзній нараді по проблемах пневмопідвіски були представлені дослідні зразки вантажних автомобілів і автобуса з пневморесорами на основі резино-кордної оболонки (РКО). Пізніше почалося серійне виробництво автобусів з пневмопідвіскою на Львівському і Лікинському автобусних і тролейбусному імені Урицького заводах [3].

Інтерес до пневматичних підвісок для вантажних автомобілів і автобусів з'явився знову, коли з'ясувалася можливість їх вживання в поєднанні з електронними системами управління. В даний час керовані пневматичні підвіски застосовують багато ведучих автомобілебудівних заводів Європи, США і Японії.

Не дивлячись на широке вживання пневматичних підвісок з електронним управлінням за кордоном, змістовні матеріали по їх створенню і дослідженню в публікаціях не приводиться. Існуючі публікації носять в основному рекламний характер і не мають практичного значення.

Мета статті. В країнах СНД подібних аналогів пневматичних підвісок з електронним керуванням немає. Тому мета статті зробити огляд і аналіз пневматичних підвісок з електронним керуванням для ознайомлення з їх конструкцією та алгоритмом роботи, що дозволить визначитися з напрямками розробки вітчизняного варіанту пневматичної підвіски з електронним керуванням.

У загальному випадку підвіска з електронним керуванням складається з наступних елементів (рис. 1): 1 – Електронний блок керування; 2 – пульт дистанційного керування; 3 - датчик переміщення; 4 – електро-пневматичний модулятор; 5 - пневмобалони; 6 – ресивер.

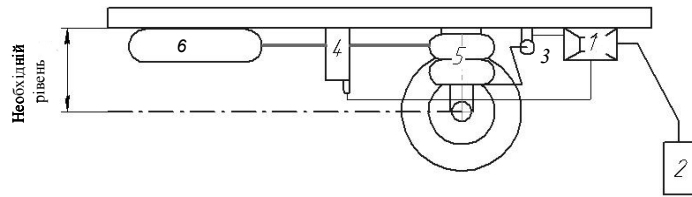


Рисунок 1 – Загальна схема підвіски з електронним керуванням

Принцип роботи пневматичної підвіски полягає в наступному:

Датчик переміщення 3 постійно заміряє положення кузова по висоті й передає значення електронному блоку 1. Якщо електронний блок визначає відхилення від необхідного рівня, то подається сигнал на електро-пневматичний модулятор 4 для приведення кузова транспортного засобу в необхідне положення. За допомогою пульта керування 2 можна або при зупинці або при русі не вище певної швидкості, змінювати положення транспортного засобу по висоті (наприклад при розвантаженні в рампи) [1].

Основні функції, які здатна виконувати пневматична підвіска з електронним керуванням:

- підтримання постійного рівня підлоги незалежно від рівня завантаженості транспортного засобу;
- можливість регулювання рівня підлоги під час руху транспортного засобу в залежності від дорожніх умов;
- змінення рівня підлоги під час завантаження та розвантаження транспортних засобів;
- автоматична зупинка підйому або опускання кузова автотransпортного засобу при досягненні його максимальних або мінімальних величин;
- функція кнілінгу.

Електронний блок керування (рис. 2, а) є основною частиною системи. Блок керування розміщується в кабіні водія. Електронний блок виробництва фірми Wabco для причепів (рис. 2, б) має комутаційну плату з декількома штекерами, до якої підключено складові елементи системи. Він розміщений у спеціальному захисному корпусі й кріпиться на рамі причепа [1,2].



Рисунок 2 – Електронний блок керування

Пристрій дистанційного керування дає можливість водію впливати на рівень висоти автомобіля в припустимих межах. Передумовою зміни висоти є зупинка автомобіля або швидкість нижче певної запрограмованої величини (рис. 3) [2].



Рисунок 3 – Пристрій дистанційного керування

Датчик переміщення служить для вимірювання відстані між підресореною масою транспортного засобу (кузовом) і віссю. Датчик висоти кріпиться на рамі автотранспортного засобу. Датчики переміщення бувають двох типів. Перший визначає переміщення за допомогою рухомого штоку (рис. 4, а) а другий за допомогою кута повороту валу (рис. 4, б) [4, 5].

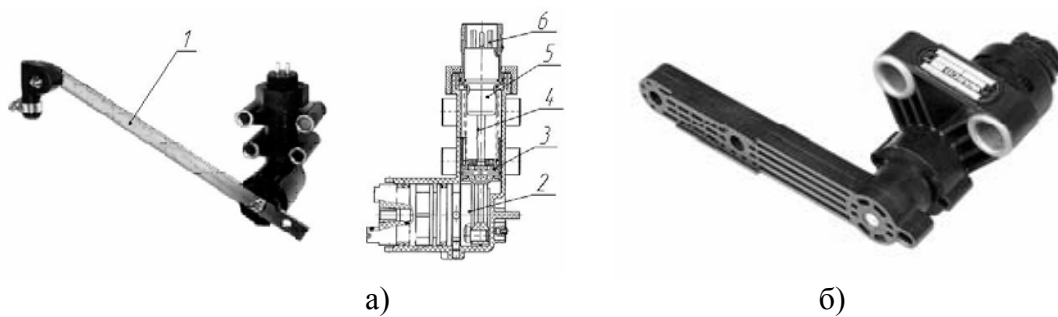


Рисунок 4 – Датчики переміщення

Електро-пневматичний модулятор, який управляється електронним блоком є виконавчим механізмом. Залежно від призначення застосовуються різні типи електро-пневматичних модуляторів: для керування тільки однією віссю досить одного “сідельного” клапана, для піднімальної осі застосовується більш складний у виготовленні клапан золотникового типу. Розглянемо модулятори виробників Knorr – Bremse (рис. 5, а), Wabco Whestinghouse (рис. 5, б). Магнітний клапан, зображений на (рис. 5, б), складається із трьох електромагнітів. Один електромагніт 13 управляє центральним клапаном нагнітання, інші управляють магістраллю, що з'єднує обидва пневмобалони і центральний клапан нагнітання.

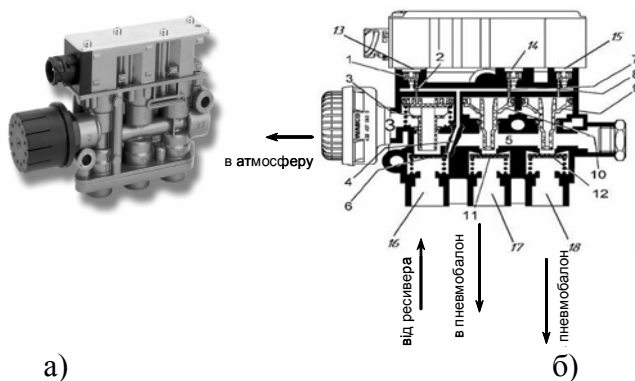


Рисунок 5 – Модулятори

Однією з додаткових функцій підвіски є кнілінг – нахренення автобуса на одну сторону. Для опускання лише однієї сторони, клапан осі з одним датчиком повинен мати можливість управляти пневмобалонами підвіски роздільно. Для цього встановлюється електроклапан 15 з відключаємою дросельною заслонкою, який відкриває або закриває з'єднувальний отвір 1. Клапанний модуль, зображений на рис. 6, складається з обох розглянутих раніше клапанів і являє собою єдиний блок (рис. 6) [1, 4, 5]

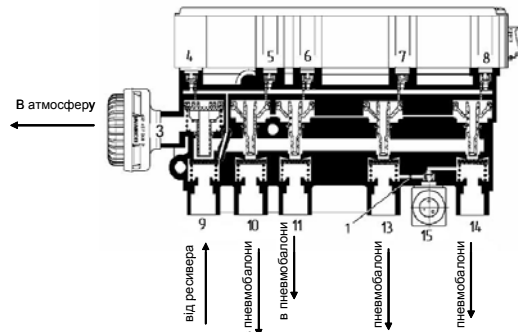


Рисунок 6 – Модулятор для автобусів з функцією кнілінга

На даний час спеціалістами кафедри автомобілів ХНАДУ ведуться дослідження для створення електронного регулятора рівня підлоги. На автобусах встановлюється три електронні регулятори рівня підлоги (ЕРРП): один на передню вісь два на задню.

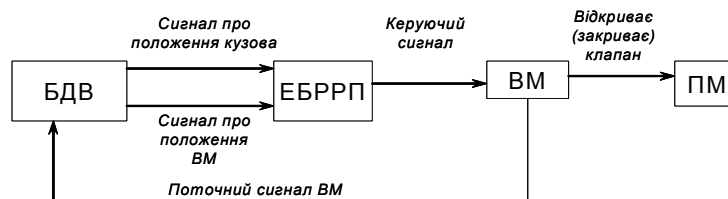


Рисунок 7 – Схема алгоритма роботи регулятора рівня підлоги

Регулятор рівня підлоги складається з чотирьох складових частин (рис. 7): безконтактних датчиків висоти (БДВ); електронного блоку регулятора рівня підлоги (ЕБРРП); виконавчого механізму (ВМ); пневмомодулятора (ПМ).

При піднятті або опусканні кузова автобуса стосовно свого середнього положення, датчик, який кріпиться на кузові автобуса, відстежує це переміщення і подає відповідний сигнал в ЕБРРП, який виробляє управляючу дію на ВМ.

Висновки. Використання пневматичних підвісок з електронною системою керування покращує плавність ходу автотранспортного засобу, спрощує процес підйому і опускання кузова, зменшує витрати повітря під час руху, дозволяє реалізувати додаткові функції (кнілінг, швидкісний підйом, опускання кузова), підвищує комфортність перевезення пасажирів.

Список літератури: 1. ECAS in the towing vehicle: System description: 1st Edition. – Germany: WABCO, 2002. – 121 p. 2. Electronically controlled air suspension (ECAS) for trucks: Maintenance manual. – USA: Maritor WABCO, 1999. – №36. – 23 p. 3. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики)/ [сост. Акопян Р.А.]. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. Ун-те, 1979. – 218 с.Ч. 1. 4. Электронная система управления уровнем пола. Для автобусов с пневматической подвеской: руководство по эксплуатации.- Germany: WABCO, 2002. – 60 с. 5. ECAS for buses: System description: Edition 2. - Germany: WABCO, 2008. – 60 p.

УДК 62-752.8(088.8)

ГАПОНОВ В.С., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»
НАУМОВ А.И., инж., НТУ «ХПИ»

УПРУГАЯ ОПОРА ПОДШИПНИКОВ РОТОРА С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

Запропоновано схемне рішення для пружної опори надшвидкісних роторів. Дано обґрунтування необхідності керованої зміни квазінульової жорсткості такої опори по низькочастотній складовій зовнішнього навантаження.

Введение. Основным путем технического прогресса для многих отраслей машиностроения является увеличение скорости вращения ротора. По этой причине разрабатываются роторы, скорость вращения которых выше первой или даже второй их критической скорости. Несмотря на достигнутые успехи в точности балансировки и применение упруго-демпферных опор подшипников, одной из проблем быстровращающихся роторов является оптимальное проектирование пассивных упругих опор с минимально возможной жесткостью в динамических режимах и достаточной в статике для устранения противоречия между статической и динамической жесткостями, обеспечения необходимой несущей способности роторной системы для всего диапазона её рабочих частот.

Такой подход к конструированию роторных машин позволяет разрабатывать машины, роторы которых проходят зоны первой и второй критических скоростей с малыми амплитудами и виброперегрузками, без изгибных колебаний. Рабочие скорости при этом располагаются в зоне самоцентрирования.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросы эффективности применения упругих опор подшипников и их схемные решения рассмотрены в [1,2,3].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование схемного решения упругой опоры подшипников высокоскоростных роторов.

Упругая опора ротора с управляемым изменением. Известное противоречие между статической и динамической жесткостями высокоскоростных роторов эффективно решается путем применения в опорах подшипников нулевой или почти нулевой (квазінульової) жесткости.

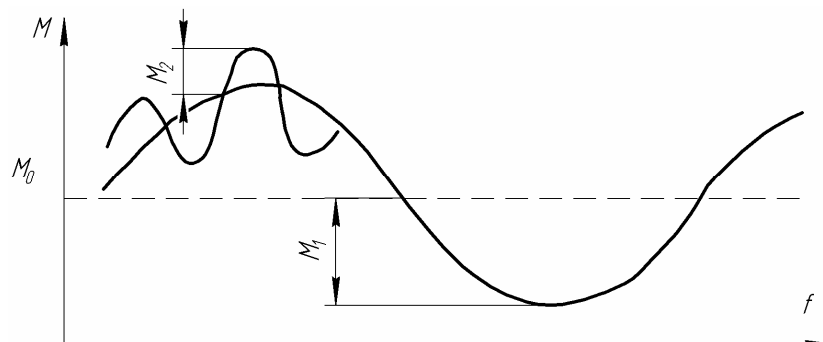


Рисунок 1 – График изменения внешней нагрузки

Эффективность работы таких систем прямо связана с решением проблемы их настройки. Малая жесткость упругой связи требует достаточно точную настройку на расчетную нагрузку: изменение величины этой нагрузки приводит к расстройству системы, центр колебаний системы смещается к области интервала перемещения с повышенной жесткостью. Таким образом, изменение величины внешней нагрузки на ротор, приводит к резкому снижению его динамической жесткости вследствие уменьшения эффекта самоцентрирования.

Обозначенное противоречие, сопутствующее опорам подшипников с малой жесткостью, предопределяет потребность разработки схемных решений и конструкций упругих опор, которые допускают их автоматическую перестройку на различные нагрузки, то есть опор с управляемым изменением квазиулевого жесткости.

Внешние воздействия на роторную систему чаще всего должны быть описаны случайными функциями времени. При этом возникает трудность принципиального характера – информация о внешнем воздействии, как правило, не полная и приходится рассматривать некоторые типовые воздействия, обеспечивающие проектирование роторной системы с запасами прочности. Для вынужденных режимов в качестве типового применяется полигармоническое, для переходного режима – ударное.

Постоянная составляющая внешнего возмущения определяет постоянную составляющую динамического отклика роторной системы и, следовательно, ее несущую способность. Гармонические составляющие – динамические составляющие.

Внешние нагрузки, для которых постоянная составляющая не является стабильной и может медленно (с ускорениями, не влияющими на динамику системы) изменяться по произвольному закону (Рис. 1)

$$M(t) = M_0 + M_1 \cdot \sin \omega_1 t + M_2 \cdot \sin(\omega_2 t + \varphi) \quad (1)$$

где M_0 - постоянная часть несущей составляющей; M_1 - гармоническая составляющая внешнего возмущения; ω_1 и ω_2 - соответственно, частоты гармонической части несущей составляющей внешнего возмущения; φ - начальная фаза.

Рассматриваемая опора подшипников ротора [3] состоит из трех основных частей, которые механически связаны между собою: несущей системы, корректора жесткости и системы регулирования. Несущая система обеспечивает необходимую несущую способность ротора в рабочем режиме. Корректор жесткости за счет параллельного подключения к несущей системе упругих элементов, которые имеют отрицательную жесткость, обеспечивает реализацию упругой характеристики с участком квазиулевого жесткости на рабочем режиме работы системы. Автоматическая поддержка участка квазиулевого жесткости упругой характеристики в положении, которое отвечает рабочему режиму, осуществляется пассивным регулятором.

При изменении постоянной или низкочастотной составляющей внешней нагрузки регулятор автоматически изменяет положения опорной точки A корректора и, соответственно, параметры его настройки, корректируя упругую характеристику опоры подшипника и благодаря этому она пропускает лишь низкочастотную составляющую внешней нагрузки.

На рис.2 приведена принципиальная схема, а на рис.3 - вариант конструкции предложенной опоры подшипника высокоскоростного ротора.

Несущая система (Рис.2) представлена в виде несущей платформы 7 и упругого элемента 1, что связывает платформу 7 со стойкой 10. Регулятор состоит из $n(n > 2)$ элементов регулирования, каждый из которых выполнен в виде инерционного ползуна 3, установленного на направляющий 4 и имеет упругую связь 5 с несущей платформой 7. Инерционный ползун 3 может дополнительно иметь упругую связь 6 со стойкой 10. Корректор жесткости, например, представленный в виде n упругих элементов 2,

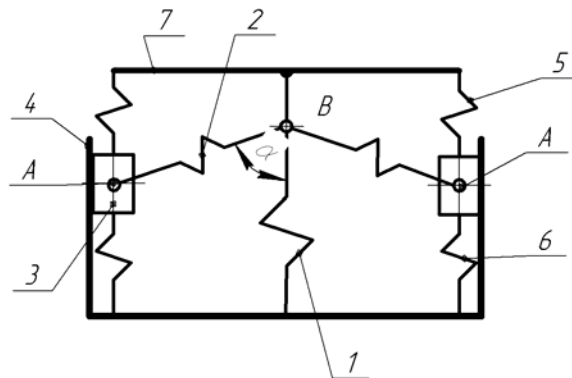


Рисунок 2 – Принципиальная схема опоры

расположенных наклонно и симметрично относительно упругого элемента 1 и таким образом, что линия действия элементов 2 (прямая **AB**) составляет угол α с линией действия упругого элемента 1.

Угол наклона α выбирают при условии обеспечения расположения линии действия упругого элемента 2 в конусе трения системы «ползун-направляющая», то есть при условии $\alpha > 90^\circ - \varphi$, где $\varphi = \arctg f$, f - коэффициент трения в зоне контакта ползуна 3 и направляющей 4. При изменении низкочастотной составляющей внешней нагрузки управление корректором, линия действия которого находится в конусе трения, образованного системой «ползун-направляющая», осуществляется путем изменения положения опорной точки **A** корректора за счет упругих элементов 5 и 6.

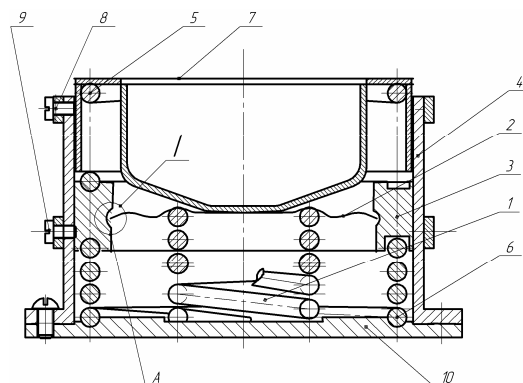


Рисунок 3 – Вариант конструкции и опоры подшипника

Настройка предложенной упругой опоры, осуществляется изменением параметров жесткости упругих элементов 1, 2, 5 и 6, массы инерционных ползунков,

исходного положения опорной точки A , исходного значения угла наклона α и предварительной деформации упругих элементов 1, 2, 5 и 6 позволяет использовать упругую опору подшипников как низкочастотный механический фильтр.

На Рис.3 представлена, как вариант схемного решения, конструкция опоры подшипника, для случая, $n \rightarrow \infty$. В этом случае корректор, выполненный в виде упругой конической гофрированной оболочки 2, опирается на ползун 3 регулятора, который выполнен, например, в виде инерционного, разрезанного на несколько секторов кольца, расположенного в цилиндрической направляющей 4. Упругие элементы 5 и 6 регулятора, несущий упругий элемент 1 выполненные, например, в виде кольцевых пружин сжатия.

Установочные винты 8 и 9 используются при настройке и транспортировании опоры подшипника ротора.

Таким образом, рассматриваемая упругая опора подшипника ротора, эффективно решает задачу обеспечения управления динамической жесткостью скоростных роторных систем в заданном рабочем диапазоне кинематико-силовых характеристик. При этом устраняются противоречия между статической и динамической жесткостями, что обеспечивает необходимую несущую способность ротора. В итоге, это даёт возможность повысить технико-экономические показатели роторной системы.

Выводы

Упругая опора подшипников ротора с управляемым изменением квазиулево́й жесткости устраняет противоречия между статической и динамической жесткостями, обеспечивает необходимую несущую способность роторной системы для всего диапазона её рабочих частот. Рабочие скорости при этом располагаются в зоне самоцентрирования

Список литературы: 1. *Н.В. Григорьев* Нелинейные колебания элементов машин и сооружений. М.-Л., Машгиз, 1961.- 251 с. 2. *А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев* Динамика роторов в упругих опорах.- М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982.-280 с. 3. *В.С. Гапонов, П.М. Калінін*. Пасивна віброзахисна система з керованою квазінульовою жорсткістю. Патент на винахід 62934 Україна – 2004. Бюл. № 1.

УДК 629.13

КРИВОШАПОВ С.И., к.т.н., доцент, ХНАДУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЯ НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Рассмотрены математические зависимости определения расхода топлива транспортных машин на стенде с беговыми барабанами. Получен критерий соответствия нагрузочного режима дорожного и стендового испытаний. Приведены графические зависимости топливной экономичности на дороге и на имитационном стенде. Разработана схема автоматизированной системы управления и сбором информации на стенде с беговыми барабанами.

Введение. Украина и весь мир переживает очередную волну энергетического кризиса, из-за которого цены на горюче-смазочные материалы постоянно растут. На этапе проектирования и изготовления автомобиля закладываются основные качества машины, одним из которых является топливная экономичность. В процессе эксплуатации расход топлива повышается. Более 70 % неисправностей [1] агрегатов автомобиля приводит к повышению расхода топлива или к снижению мощности транспортного средства. Поэтому, расход топлива – основной комплексный показатель работоспособности машины и основной критерий эффективности конструкции и эксплуатации автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. Согласно [2] для автомобилей эксплуатируемых на территории Украины должна быть установлена базовая (основная) норма расхода топлива. Такая норма может быть получена экспериментальным или аналитическим методом. Экспериментальное определение расхода топлива может осуществляться в дорожных условиях или на специализированных стендах с беговыми барабанами [3]. Стендовые испытания имеют ряд преимуществ: может быть размещено в отдельном помещении и не требует специализированного участка дороги, обеспечиваются постоянные условия качения колеса по опорной поверхности, удобство размещения измерительного оборудования, возможность более широкого выбора нагрузочно-скоростного режима «движения» автомобиля. Однако условия движения автомобиля на дороге и на стенде отличаются.

Разработаны несколько методов аналитического определения расхода топлива: по удельным показателям [4], метод 4-х КПД [5], по «шуму ускорений» [6]. Данные методики применимы к дорожным условиям эксплуатации автомобиля. При определении расхода топлива на имитационном стенде с беговыми барабанами необходимо учесть особенности конструкции стенда и нагрузочно-приводного устройства, а также режим «движения» автомобиля на стенде.

Цели и постановка задачи. Целью работы является разработка аналитического и экспериментального метода определения расхода топлива на имитационном стенде с беговыми барабанами. Для решения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: совершенствовать методику расчета расхода топлива с учетом «движения» автомобиля на стенде; получить критерий подобия стендовых и дорожных испытаний; разработать схему автоматизированной системы управления и измерения расхода топлива на стенде с беговыми барабанами.

Математическое моделирование расхода топлива. Расход топлива автомобиля при «движении» на стенде с беговыми барабанами можно записать следующей зависимостью [7]:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_s \cdot f_{\bar{o}} + P_{\bar{o}} + P_m)] \text{ л/100 км,} \quad (1)$$

где η_i - индикаторный КПД двигателя;

A, B, C - постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции автомобиля;

i_k - средневзвешенное передаточное число коробки передач;

V_a - скорость автомобиля на стенде, км/ч;

G_s - вес автомобиля, приходящийся на стенд, Н;

$f_{\bar{o}}$ - коэффициент сопротивления качению колеса на беговых барабанах;

$P_{\bar{o}}$ - усилие, затрачиваемое на преодоление трения в механизмах стенда, Н;

P_m - усилие, поглощаемое тормозом стенда, Н.

Значение коэффициентов A, B, C рассчитываются по формулам:

$$A = \frac{7.95 \cdot V_h \cdot a_m \cdot i_0}{H_H \cdot \rho_t \cdot r_k}, \quad B = \frac{0.69 \cdot V_h \cdot B_n \cdot b_m \cdot i_0^2}{H_H \cdot \rho_t \cdot r_k^2}, \quad C = \frac{100}{H_H \cdot \rho_t \cdot \eta_{mp}}, \quad (2)$$

где V_h - рабочий объем двигателя, л;

a_m, b_m - коэффициенты механических потерь в двигателе;

i_0 - передаточное число главной передачи;

H_H - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

ρ_t - плотность топлива, г/см³;

r_k - радиус колеса, м;

B_n - ход поршня, м;

η_{mp} - КПД трансмиссии.

Среднее передаточное число коробки передач определяется:

$$i_k = \frac{n_M \cdot V_{\max} \cdot i_{kp}}{n_N \cdot V_a}, \quad (3)$$

где n_M - частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте, мин⁻¹;

n_N - частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности, мин⁻¹;

$V_{\max}$ - максимальная скорость автомобиля, км/ч;

i_{kp} - передаточное число коробки передач высшей передачи.

Для примера рассчитаем расход топлива автомобиля ГАЗ-2307 при следующих исходных данных: $i_{kp}=0.849$, $n_N=4500$ мин⁻¹, $n_M=3500$ мин⁻¹, $H_H=43000$ кДж/кг,

$\rho_t=0.76$ г/см³, $f_0=0.028$, $\eta_{mp}=0.89$, $N_{max}=72.2$ кВт, $V_{max}=115$ км/ч, $V_h=2.23$ л, $i_0=5.125$, $M_a=2050$ кг, $B_n=0.086$ м, $r_k=0.31$ м, $\eta_i=0.32$, $a_m=45$ кПа, $b_m=13$ кПа·с/м. Коэффициент перераспределения веса автомобиля $\beta=0.5$. Рассчитаем расход топлива на стенде при скорости $V_a=50$ км/ч, стенд оказывает тормозное усилие $P_m=1.2$ кН.

Автомобиль при скорости 50 км/ч на дороге будет двигаться со средним передаточным числом коробки передач равным $i_k = \frac{3500 \cdot 115 \cdot 0.849}{4500 \cdot 50} = 1.5$. Значение

коэффициентов A , B , C из формулы (2) будет следующим: $A=0.395$, $B=0.014$, $C=0.00336$. Тогда расход топлива автомобиля ГАЗ-3207 на стенде с беговыми барабанами по формуле (1) равняется $Q=17.6$ л/100 км.

На рисунке 1 приведен график расхода топлива автомобиля ГАЗ-2307 при различной силе тормозного устройства стенда и скорости движения. На график стендовых испытаний автомобиля наложен график расхода топлива на дороге. В точках пересечения графиков выполняется условия идентичности дорожных и стендовых испытаний.

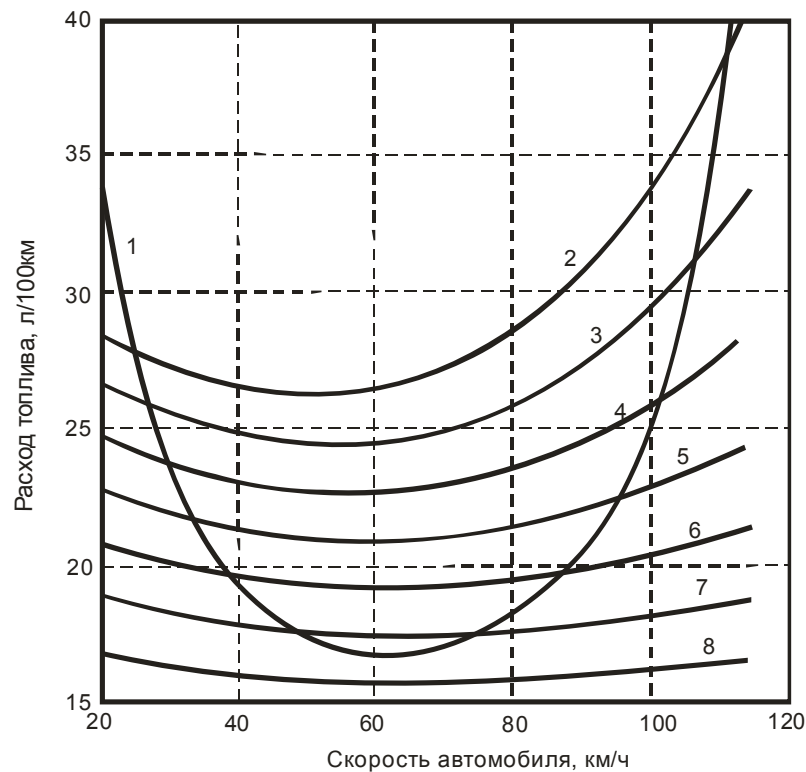


Рисунок 1 – Зависимость расхода топлива от скорости движения:

1 - на дороге, 2 – на стенде при $P_m = 2.2$ кН, 3 – на стенде при $P_m = 2.0$ кН, 4 – на стенде при $P_m = 1.8$ кН, 5 – на стенде при $P_m = 1.6$ кН, 6 – на стенде при $P_m = 1.4$ кН, 7 – на стенде при $P_m = 1.2$ кН, 8 – на стенде при $P_m = 1.0$ кН

Изменяя тормозную силу на нагрузочном устройстве стенда можно добиться идентичности дорожных и стендовых испытания на всем диапазоне скоростей.

Критерий подобия дорожных и стендовых испытаний. Согласно требованиям [3] стенд должен быть оборудован регулировочным устройством, позволяющим имитировать инерционные сопротивления при разгоне АТС. Тогда тормозная сила на беговых барабанах должна удовлетворять следующему условию

$$G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2 = G_z \cdot f_{\phi} + P_{\phi} + P_m, \quad (4)$$

где G_a - вес автомобиля, Н;

ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

kF - фактор обтекаемости, Н·с²/м².

Тогда тормозное усилие на барабанах стенда должно подчиняться закону

$$P_m = G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2 - G_z \cdot f_{\phi} - P_{\phi} \quad \text{Н.} \quad (5)$$

Если стенд не способен регулировать тормозную силу на барабанах, то можно ввести поправочный коэффициент подобия дорожных и стендовых испытаний

$$K = \frac{A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2)}{A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_z \cdot f_{\phi} + P_{\phi} + P_m)} \quad (6)$$

На рисунке 2 приведен график изменения коэффициента подобия дорожных и стендовых испытаний для автомобиля ГАЗ-2307.

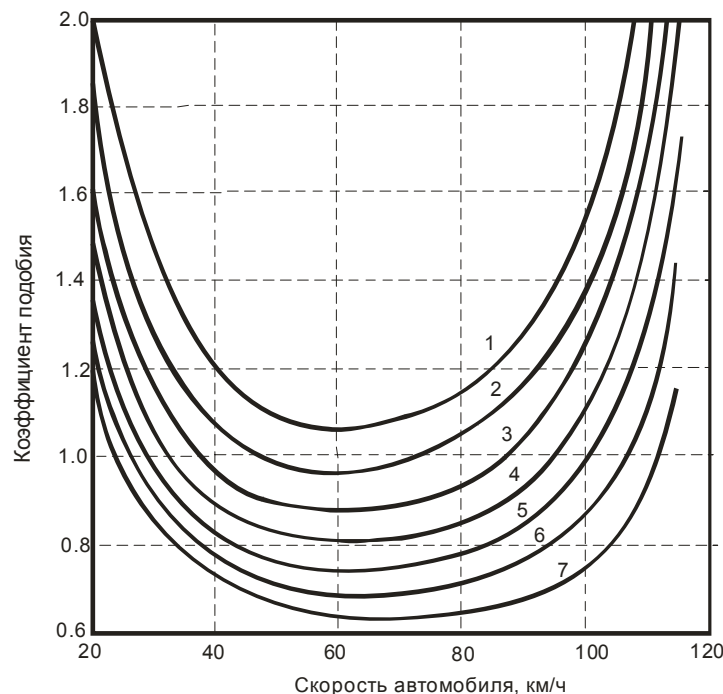


Рисунок 2 – График изменения коэффициента подобия в зависимости от скорости автомобиля:

1 – при $P_m = 1$ кН, 2 – при $P_m = 1.2$ кН, 3 – при $P_m = 1.4$ кН, 4 – при $P_m = 1.6$ кН, 5 – при $P_m = 1.8$ кН, 6 – при $P_m = 2$ кН, 7 – при $P_m = 2.2$ кН

Данный график или зависимость коэффициента подобия может быть использована для стендов, которые не оборудованы программно-регулируемой тормозной нагрузки на беговых барабанах.

Требования к имитационным стендам и измерительной аппаратуры. Измерение расхода топлива рекомендуется производить на тягово-скоростном стенде с беговыми барабанами [1]. Данный стенд должен быть оснащен регулируемым нагрузочным устройством, расходомером топлива (для систем топливоподачи с возвратом топлива в бак необходимо использовать два расходомера: на прямую и обратную магистраль), аппаратурой для измерения скорости и нагрузки на беговых барабанах; устройством управления подачей топлива и тормозной нагрузки на беговых стенда. Управление режимами «движения» и «нагружения» автомобиля на стенде целесообразно производить через микропроцессор или ПЭВМ. Информацию с датчиков передавать на компьютер через плату сбора информации.

На рисунке 3 изображена схема измерения расхода топлива на стенде с беговыми барабанами.

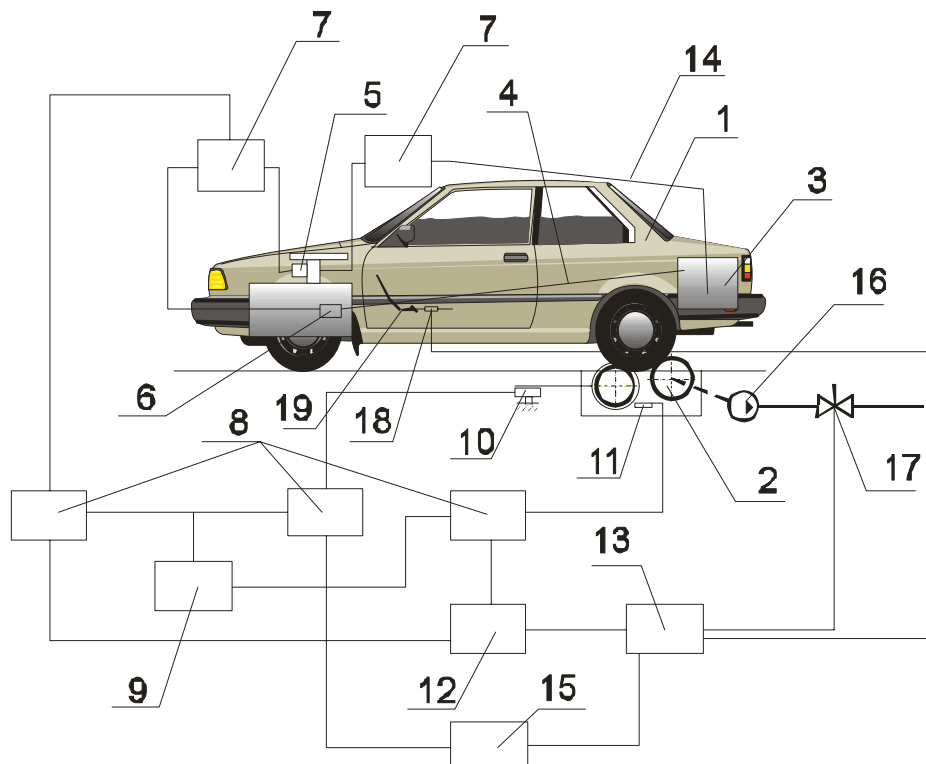


Рисунок 3 – Схема измерения расхода топлива на стенде с беговыми барабанами:
 1 – автомобиль; 2 - стенд с беговыми барабанами; 3 - автомобильный топливный бак; 4 - топливopровод; 5 – карбюратор (инжектор); 6 - топливный насос; 7 - расходомер топлива; 8 - усилители электрического сигнала; 9 - источник электрического питания; 10 - тензометрический датчик крутящего момента; 11 - датчик измерения угловой скорости колеса; 12 – АЦП; 13 – ПЭВМ; 14 – топливopровод обратного направления (обратка); 15 – плата сбора цифровой информации; 16 – гидравлический насос-мотор; 17 – электромагнитный золотник; 18 – сервопривод или шаговый двигатель; 19 – педаль акселератора.

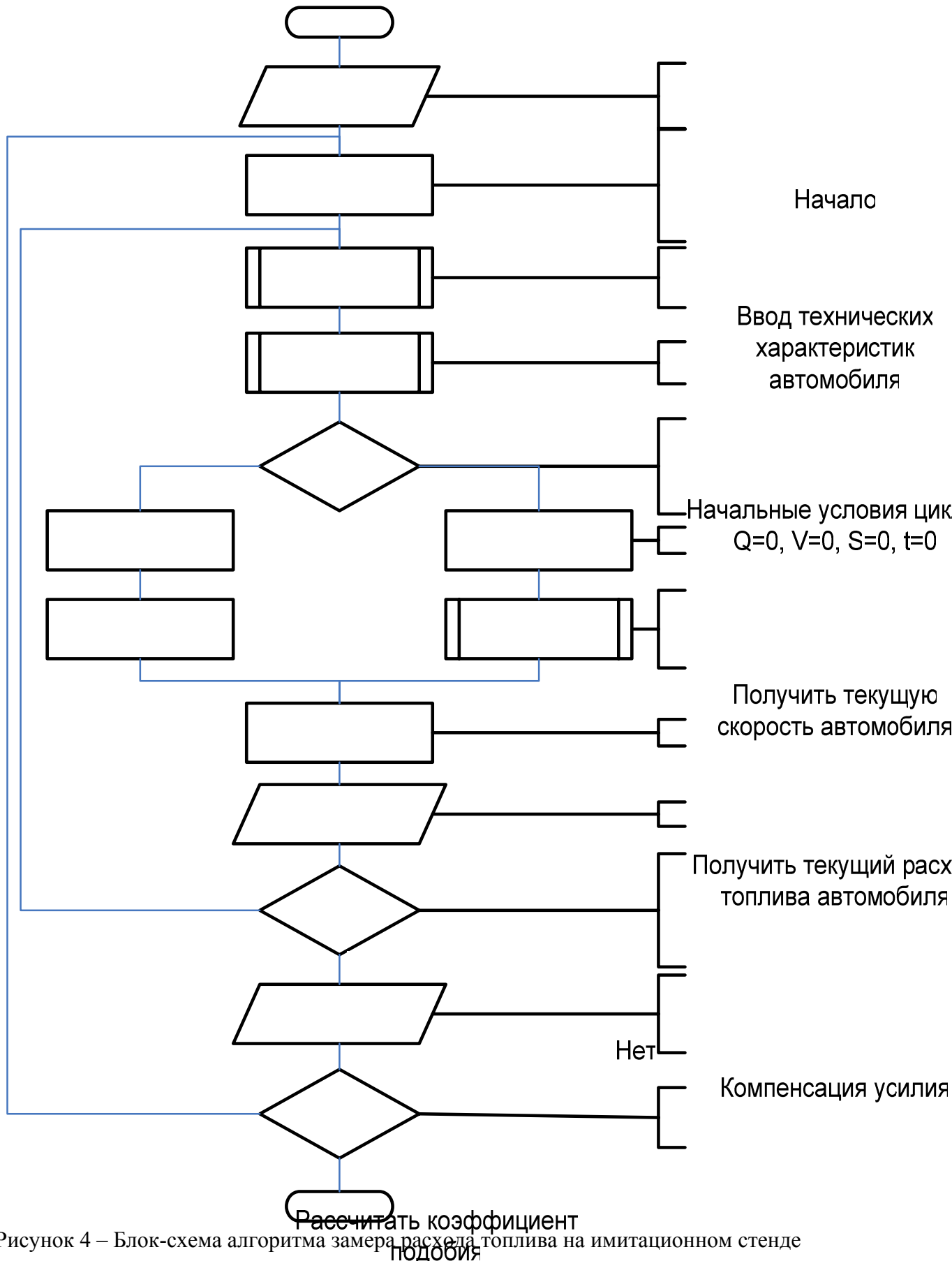


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма замера расхода топлива на имитационном стенде

Предлагается использовать следующее оборудование:

- расходомер топлива – поршневого, объемного типа;
- датчик скорости – оптический, с встроенным усилителем и развязкой;
- датчик нагрузки на барабанах – тензометрическая балка с тензодатчиками, со встроенным усилителем и компенсацией,
- устройство подачи топлива – шаговый двигатель или сервопривод;
- регулятор тормозной силы на барабанах – управляемый гидравлический кран.

Расход топлива и скорость автомобиля определяется частотой, а нагрузка - уровнем выходного сигнала с датчиков. Для ввода информации с датчиков на ПЭВМ используются плата ЦАП и плата цифрового ввода.

Программа управления реализует следующие алгоритмы:

- регистрация хранения и визуализация текущего и суммарного расхода топлива;
- контроль скорости в соответствии с программой испытательного цикла [3];
- управление подачей топлива в зависимости от необходимой скорости «движения» автомобиля на стенде;
- управление тормозной нагрузки в зависимости от скорости вращения беговых барабанов.

Алгоритм процедуры и программы замера расхода топлива на стенде с беговыми барабанами приведен на рис. 4.

Если стенд не позволяет изменять тормозную силу на беговых барабанах, то программа реализует алгоритм коррекции расхода топлива по зависимости коэффициента подобия дорожных и стендовых испытаний.

Выводы. Приведенные зависимости расчета и корректировки расхода топлива на стенде с беговыми барабанами позволяют более точно оценить топливную экономичность автомобиля при стендовых испытаниях и сравнить их значения с данными, полученными на дороге или полигонах. Схема стенда позволяет реализовать проверку расхода топлива на стенде с беговыми барабанами в соответствии с требованиям стандарта [3].

Список литературы: 1. Говорущенко Н.Я. Техническая кибернетика транспорта: Учебное пособие. / Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев. - Харьков: ХГАДТУ, 2001. - 271 с. 2. Нормы расхода топлива для автомобилей, нормы ресурса шин и аккумуляторов. – К.: Фактор - Видавничий будинок, 2009. – 528 с. 3. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний; Дата введения 1 января 1992 года. 4. Говорущенко Н.Я. Алгоритм оценки топливной экономичности транспортных машин по удельным показателям. / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Девета научно-техніческа конференція з міжнародно участіе “Транспорт, екологія – устійчиво розвитие” (15-17 май 2003). – Болгария, Варна: Технически университет, 2003. – С. 188-194. 5. Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД). / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2004. - № 15. 6. Говорущенко Н.Я. Методика нормирования расхода топлива и выбросов. / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Сборник докладов XIV научно-технической конференции с международным участием "Транспорт, экология - устойчивое развитие" - Болгария, Варна: ТУ, 2008. 7. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

УДК 65.012.34

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»
КЛИМЕНКО Т.А., инж., НТУ «ХПІ»

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫМ ЗАПАСОМ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОСЕРВИСНОЙ ОТРАСЛИ

У статті розглянутий порядок визначення раціональної величини багатономенклатурного запасу на підставі методики, що використовує критерій ефективності – середній чистий прибуток підприємства від реалізації купленого запасу та прогресивних методів статистичної обробки попиту. Застосовані нові технології виділення трендової і сезонної складової при аналізі процесу попиту на запасні частини до автотракторної техніки.

Введение. Современная теория управления запасами постоянно пополняется новыми моделями и методами определения рационального размера запасов. Спрос на такие методы постоянно стабилен, так как управление запасами на предприятиях связано с наибольшими затратами и, как следствие, возможности получения наибольшей прибыли от реализации закупленного товара, что делает разработку соответствующих методов актуальной и практически востребованной.

Анализ последних достижений публикаций. В последнее время в научных публикациях всё чаще звучат призывы к использованию критерия прибыльности предприятия, как к основному и единственному для оценки эффективности тех или иных логистических операций [1,2]. В работе [3] было предложено решать задачу управления многономенклатурным запасом по критерию – средняя чистая прибыль предприятия от реализации закупленного запаса. В работе [4] описан алгоритм статистической обработки данных о спросе на товар, используемый для последующих вычислений рационального размера многономенклатурного запаса на основании критерия эффективности, предложенного в работе [3]. Перейдем далее к численному моделированию задачи управления многономенклатурным запасом с использованием реальных статистических данных о спросе на запасные части к автомобильной и тракторной технике.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является получение методики определения рациональной величины заказываемого товара для оптимального управления запасами автосервисного предприятия.

Определение рациональной величины многономенклатурного запаса. По результатам непосредственных наблюдений за спросом на товары, используемые в ходе эксплуатации автомобильной и тракторной техники, были получены необходимые данные для расчетов. В соответствии с принятой технологией хранения весь перечень номенклатур разделен на три группы. В первую группу входят все изделия, при хранении которых к складскому помещению не предъявляются какие-либо требования (насосы, кольца, поршни и т.п.). Вторую группу составляют изделия, которые должны храниться в специальном помещении, удовлетворяющем требованиям противопожарной безопасности (горюче-смазочные материалы и технические

жидкости). Наконец, отдельно должны содержаться шины, условия хранения которых, оговорены соответствующей Инструкцией.

Графические отображения динамики спроса приведены на рис.1. Эти данные были статистически обработаны в соответствии с методикой, изложенной в работе [4].

При этом на этапе выделения детерминированной непериодической составляющей наблюдаемых временных рядов было учтено, что каждый из этих рядов представляет собой совокупность измерений $Y_n = (y_1, \dots, y_n)$, проведенных в равноотстоящие друг от друга моменты времени, $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$, так что $t_j = t_0 + jh, j = 1, 2, \dots, n$.

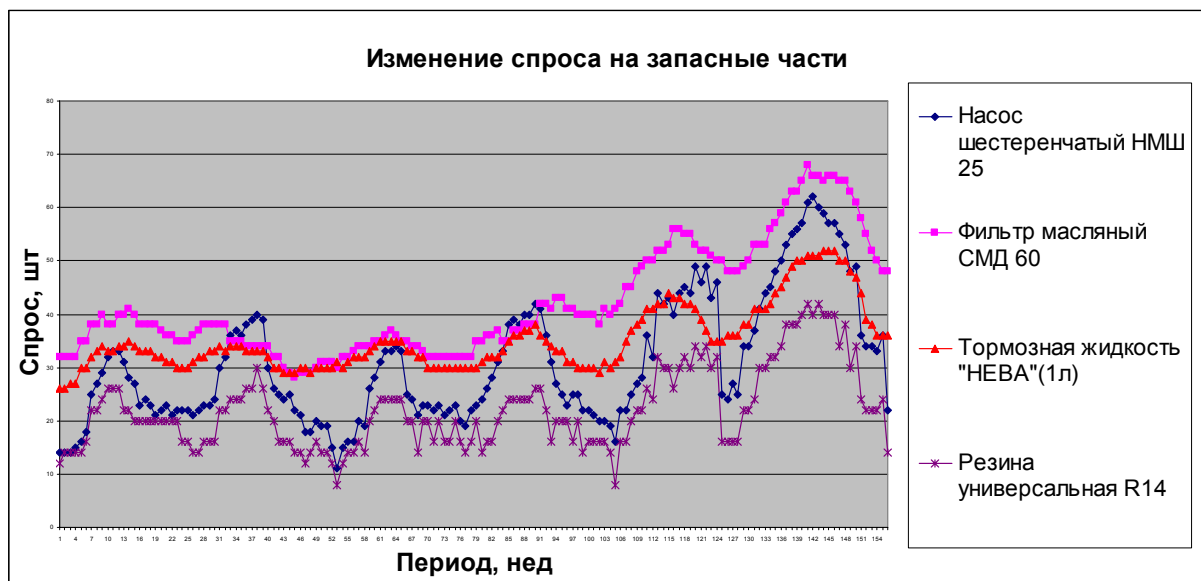


Рисунок 1 – Динамика спроса

Выберем совокупность полиномов, ортогональных на этой системе равноотстоящих точек. В качестве таких полиномов используем полиномы Чебышева. Введем многочлены вида

$$P_i(j) = P_i\left(\frac{t_j - t_0}{h}\right) = \sum_{s=0}^i (-1)^s C_i^s C_{i+s}^s \frac{j^{(s)}}{n^{(s)}}, \quad (1)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, k, \quad j = 1, 2, \dots, n$.

Теперь будем искать наилучшую в смысле метода наименьших квадратов аппроксимацию функции в виде линейной комбинации полиномов (1). Введем многочлен степени k :

$$Q_k(j) = \sum_{i=0}^k a_i P_i(j). \quad (2)$$

Задача состоит в отыскании набора $(a_0, a_1, \dots, a_k)$, минимизирующего сумму квадратов отклонений измеренных значений $(y_1, y_2, \dots, y_n)$ от предсказываемых многочленом (2). Введем критерий

$$J = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n [y_j - Q_k(j)]^2.$$

После выполнения необходимых преобразований искомый аппроксимирующий многочлен, оптимальный в смысле метода наименьших квадратов, имеет вид

$$Q_k(j) = \sum_{i=0}^k \frac{\sum_{j=1}^n y_j P_i(j)}{\sum_{j=1}^n P_i^2(j)} P_i(j). \quad (3)$$

Описанный выше метод аппроксимации функции совокупностью полиномов, ортогональных на системе равноотстоящих точек, позволяет получить численные значения коэффициентов аппроксимации, не решая систем нормальных уравнений Гаусса, что существенно упрощает процедуру выделения непериодической составляющей из процесса спроса.

Теперь получим выражение для расчета элементов корреляционной матрицы ошибок оценок параметров. В соответствии с общим правилом

$$K_{\hat{a}_{i_1}, \hat{a}_{i_2}} = M[(\hat{a}_{i_1} - a_{i_1})(\hat{a}_{i_2} - a_{i_2})] = M \left[\left(\frac{\sum_{j=1}^n y_j P_{i_1}(j)}{\sum_{j=1}^n P_{i_1}^2(j)} - a_{i_1} \right) \left(\frac{\sum_{j=1}^n y_j P_{i_2}(j)}{\sum_{j=1}^n P_{i_2}^2(j)} - a_{i_2} \right) \right].$$

Так как

$$y_j = \tilde{y}_j + v_j = \sum_{i=0}^k a_i P_i(j) + v_j,$$

то, имеем

$$K_{\hat{a}_{i_1}, \hat{a}_{i_2}} = M \left[\frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=0}^k a_i P_i(j) P_{i_1}(j) - a_{i_1} \sum_{j=1}^n P_{i_1}^2(j) + \sum_{j=1}^n v_j P_{i_1}(j)}{\sum_{j=1}^n P_{i_1}^2(j)} \times \right. \\ \left. \times \frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=0}^k a_i P_i(j) P_{i_2}(j) - a_{i_2} \sum_{j=1}^n P_{i_2}^2(j) + \sum_{j=1}^n v_j P_{i_2}(j)}{\sum_{j=1}^n P_{i_2}^2(j)} \right] =$$

$$= M \left[\frac{\sum_{j_1=1}^n \sum_{j_2=1}^n v_{j_1} v_{j_2} P_{i_1}(j_1) P_{i_2}(j_2)}{\sum_{j_1=1}^n \sum_{j_2=1}^n P_{i_1}^2(j_1) P_{i_2}^2(j_2)} \right] = \frac{\sum_{j_1=1}^n \sum_{j_2=1}^n K_{j_1 j_2} P_{i_1}(j_1) P_{i_2}(j_2)}{\sum_{j_1=1}^n \sum_{j_2=1}^n P_{i_1}^2(j_1) P_{i_2}^2(j_2)}, \quad (4)$$

Здесь $K_{j_1 j_2}$ - коэффициент корреляции между измерениями j_1 и j_2 . Причем $i_1, i_2 = 0, 1, 2, \dots, k$. Если измерения некоррелированы, то соотношение (3) упрощается к виду

$$K_{\hat{a}_{i_1} \hat{a}_{i_2}} = D(\hat{a}_{i_1}) = \frac{\sigma^2}{\sum_{j=1}^n P_{i_1}^2(j)}; \quad K_{\hat{a}_{i_1} \hat{a}_{i_2}} = 0, i_1 \neq i_2,$$

то есть, корреляционная матрица становится диагональной.

Как уже отмечалось, достоинства метода особенно ощутимы, когда количество измерений невелико, а их ошибки значительны. Помимо этого отметим, что соотношения (3) дают явное аналитическое представление для коэффициентов аппроксимации, позволяющее провести непосредственный анализ качества аппроксимации, который был бы практически неосуществим при использовании общего метода наименьших квадратов, обеспечивающего лишь численное решение поставленной задачи.

Далее, с использованием полученных соотношений, было осуществлено выделение детерминированной непериодической составляющей. В частности, для временного ряда №1 детерминированная трендовая составляющая была описана совокупностью полиномов Чебышева нулевого, первого и второго порядков. При этом в соответствии с расчетами, проведенными по формулам (3), был получен вектор

$$A = \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 25,261 \\ -0,104 \\ 1,68 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}.$$

Тогда аппроксимирующий многочлен, описывающий детерминированное непериодическое поведение спроса, имеет вид

$$\hat{y}(j) = 25,261 - 0,104 P_1(j) + 1,68 \cdot 10^{-3} P_2(j)$$

После выделения этой составляющей спроса был проведен расчет параметров периодической составляющей. Ряд $w(j) = y(j) - \hat{y}(j)$, $j = 1, 2, \dots, n$, описан композицией гармоник $\sin \frac{2\pi}{T} j$ и $\cos \frac{2\pi}{T} j$. Очевидное наличие в ряду $\hat{w}(j)$ сезонной составляющей дает возможность обоснованного использования оценки продолжительности периода $T = 26$ недель.

При этом получим

$$\hat{w}(j) = A_1 \sin \frac{\pi}{13} j + B_1 \cos \frac{\pi}{13} j, \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

$$A_1 = \frac{2}{n} \sum_{j=1}^n \hat{w}(j) \sin \frac{2\pi}{n} j, \quad B_1 = \frac{2}{n} \sum_{j=1}^n \hat{w}(j) \cos \frac{2\pi}{n} j.$$

Для проверки наличия автокорреляции остатков в ряду $v(j) = w(j) - \hat{w}(j)$ был рассчитан параметр d Дарбина – Уотсона

$$d = \frac{\sum_{j=1}^n (\hat{w}(j+1) - \hat{w}(j))^2}{\sum_{j=1}^n w^2(j)}.$$

Вычисленное для реальных данных значение $d = 1,46$ сравнивалось с табличными критическими значениями. Для полинома второй степени и объема выборки 160 значений по таблице критических значений статистики Дарбина-Уотсона имеем $d_1 = 1,63$, $d_2 = 1,72$. Поскольку значение $d < d_1$ гипотезу об отсутствии корреляции следует отвергнуть. Причиной наличия автокорреляции в случайных отклонения от тренда является неточность использованной модели. Анализ временного ряда, графически отображенного на рис. 1, показывает, что амплитуды гармонических составляющих тренда меняются во времени. В связи с этим введем модель сезонной составляющей следующим образом

$$\hat{w}(j) = (a_{10} + a_{11}j) \sin \frac{\pi}{13} j + (b_{10} + b_{11}j) \cos \frac{\pi}{13} j.$$

Для отыскания неизвестных параметров a_{10} , a_{11} , b_{10} , b_{11} используем метод наименьших квадратов. Непосредственный просчет дает следующие результаты:

$$a_{10} = 5,63, \quad a_{11} = -0,02, \quad b_{10} = -4,52, \quad b_{11} = -0,05.$$

С использованием полученных результатов вновь был проведен расчет параметра d Дарбина-Уотсона. При этом новое значение $d = 1,89$.

Так как теперь $d_2 < d < 4 - d_2$ гипотеза об отсутствии автокорреляции принимается. Построим теперь гистограмму случайных значений $v(j)$, $j = 1, 2, \dots, n$.

Число разрядов вычислим по формуле

$$k = E(0,8\sqrt{n}) = 10.$$

Поскольку $v_{\max} = \max_j \{v(j)\} = 10,6$, $v_{\min} = \min_j \{v(j)\} = 0,54$, то

$$\Delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{k} \cong 1,0.$$

При этом гистограмма значений для временного ряда $v(j)$, $j = 1, 2, \dots, n$, имеет вид, приведенный на рис. 2.

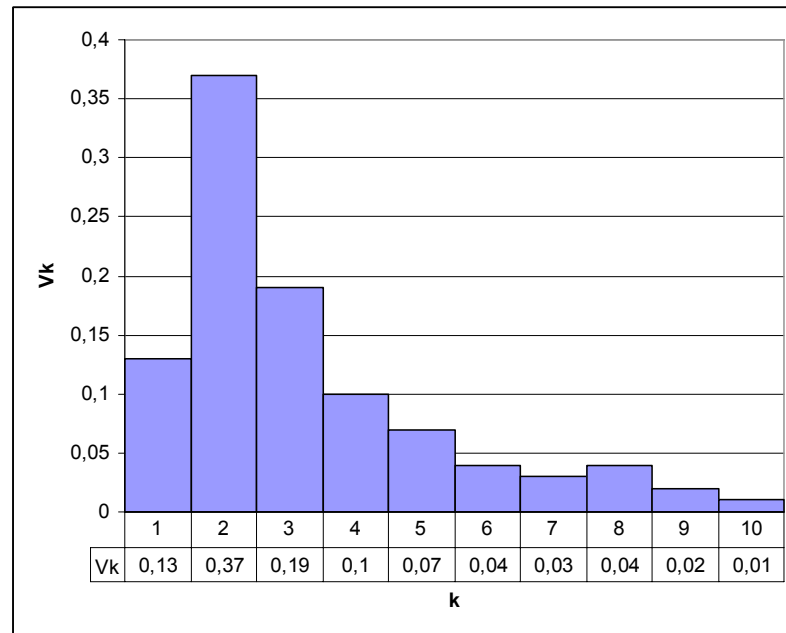


Рисунок 2 – Гистограмма значений временного ряда $v(j)$

Характерный вид полученной гистограммы дает основания считать, что случайная величина v распределена по закону Релея:

$$\varphi(v) = \frac{v}{\sigma^2} \exp\left\{-\frac{v^2}{2\sigma^2}\right\}.$$

Значение σ^2 оценим, используя метод максимума правдоподобия. Функция правдоподобия имеет вид

$$P = \prod_{j=1}^n \frac{v_j}{\sigma^2} e^{-\frac{v_j^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{\sigma^{2n}} \prod_{j=1}^n v_j e^{-\frac{v_j^2}{2\sigma^2}}.$$

Непосредственный расчет дает значение $\hat{\sigma}^2 = 2,143$. Корректность гипотезы о распределении Релея проверим по критерию согласия χ^2 . Вычислим значение

$$\chi^2 = \sum_{s=1}^k \frac{(P_s \cdot n - m_s)^2}{P_s \cdot n},$$

Вычисленное значение $\chi^2 = 11,6$ сравниваем с критическим $\chi_{кр}^2$, взятым из таблицы распределения Пирсона при уровне значимости $\alpha = 0,05$ и числе степеней

свободы, равно $k - e$ (e - число параметров плотности распределения). При этом $k - e = 9$, $\chi_{кр}^2 = 16,919$.

Поскольку наблюдаемое значение $\chi^2 < \chi_{кр}^2$, то следует считать, что принятая гипотеза не противоречит опытным данным. Используем полученные результаты для расчета рационального запаса запасных частей на очередную неделю с номером $(n+1)$.

При этом

$$Z_{n+1} = a_0 + a_1 P_1(n+1) + a_2 P_2(n+1) + (a_{10} + a_{11}j) \sin \frac{\pi}{13}(n+1) + (b_{10} + b_{11}j) \cos \frac{\pi}{13}(n+1) + z,$$

где z - составляющая запаса, соответствующая случайному спросу, отыскивается из уравнения

$$\int_0^z \frac{v}{\sigma^2} e^{-\frac{v^2}{2\sigma^2}} dv = r,$$

Отсюда

$$1 - e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}} = r, \quad -\frac{z^2}{2\sigma^2} = \ln(1-r), \quad z = \sigma[-2 \ln(1-r)]^{\frac{1}{2}}.$$

Тогда рациональное значение запаса шестеренчатых насосов НМШ-25 на очередную 157-ю неделю равно 28 штук. Аналогичные расчеты проводятся и по остальным видам товаров.

Выводы

В статье предложена методика определения рациональной величины запаса автотракторных запасных частей. Для выделения тренда при анализе процесса спроса были использованы полиномы Чебышева, ортогональные на множестве равноотстоящих точек, а для выделения сезонной компоненты применено описание ее суперпозицией гармоник с переменной амплитудой, что позволило наиболее точно описать спрос на товар и, соответственно, выбрать наиболее рациональный запас.

Список литературы: 1. *Постан М.Я.* / О влиянии теории управления запасами на развитие логистики. Логистика: проблемы и решения. №3(10). Пресса – 2007. – С.76-81. 2. *Павлова Е.Н.* / Управление предприятием и оптимизация затрат. Логистика: проблемы и решения. №6(13). Пресса – 2007. – С.36-41. 3. *Серая О.В., Самородов В.Б., Клименко Т.А.* / Выбор критерия оптимизации в задаче управления многономенклатурными запасами. Вестник ХНАДУ. №45. ХНАДУ – 2009. – С.31-34. 4. *Самородов В.Б., Клименко Т.А.* / Марковская аппроксимация случайного процесса спроса. Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 4(134), ч. 2. ВУИД – 2009. – С.194-201.

Поступила в редколлегию 10.06.10

УДК 656.13

ВОЛКОВ В.П., д.т.н., проф., ХНАДУ
КОМОВ Є.О., аспірант, ХНАДУ

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛІВ В ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Рассмотрена проблема организации технического контроля в малых предприятиях автомобильного транспорта и приведены пути их решения.

Вступ. Сучасне підприємство автомобільного транспорту (АТ) – це господарюючий суб'єкт АТ, або автогосподарство, яке згідно до законодавства України створюється підприємцями як юридична особа за наявності у них більше 9 од. автотранспортних засобів (АТЗ), що обов'язково дислокуються в одному населеному пункті. Обов'язковим для автогосподарства також є [1]:

- наявність обгородженої території з місцем для стоянки, зберігання, технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) АТЗ;
- призначення керівника автогосподарства;
- встановлення посади фахівця з безпеки дорожнього руху і відповідального за зберігання, технічне обслуговування і експлуатацію АТС.

Взагалі це малі автотранспортні підприємства (МАТП). Сьогодні їх чисельність на АТ України вже перевищила 10 тис. од., а питома вага в загальному числі автотранспортних підприємств (АТП) склала більше 80%. Розвитку МАТП в Україні сприяє їх пільгове оподаткування. Наприклад, єдиний податок, відповідно до якого підприємства акціонерної форми власності платять до бюджету за місяць 1,3 ... 1,5 тис. грн. за один автобус, а МАТП - 120 ... 200 грн., що природно, не відповідає сучасним умовам нерозвиненої економіки країни і, на думку фахівців транспортників, представляється помилковим. Адже, якщо брати з кожного комерційного автобуса 500 грн. в місяць (що значно менше, ніж в інших країнах СНД), то в державу поступить додатково 1 млрд. грн. за рік [2].

В цілому цей факт і інші свідчать про недостатню продуманість реформ з боку державних структур в особі, наприклад, державного комітету України з питань регуляторної політики і підприємництва, а перед АТ вони формують гостру соціально-економічну проблему наукової організації МАТП.

Особливість малих підприємств полягає в тому, що вони не мають технічних, а перш за все, економічних можливостей для впровадження сучасних досягнень науково-технічного прогресу (НТП) і використання відповідних методів організації виробництва, праці і управління.

Саме тому сьогодні, наприклад, в сукупному доході провідних країн світу частка малих підприємств невелика. Так, в США на 18 млн. малих підприємств, які складають більше ніж 90% від всіх підприємств країни, доводиться лише 8% валового доходу. Проте, наприклад, впродовж 1981...1990р.р. малі підприємства тут створили 60% робочих місць. Великі підприємства навпаки, скоротили свою чисельність на 3 млн.. Тому в цілому, малі підприємства в порівнянні з великими, мають лише вищу соціальну відповідальність [3].

На АТ недоліки МАТП наочно почали виявлятися ще в період СРСР після переходу галузі на нову систему господарювання. Основний недолік - це розміри фондів розвитку МАТП, які і тоді і зараз не дозволяють підприємствам здійснювати

практично жодного серйозного заходу щодо розвитку або технічного переозброєння виробництва. Тому в період СРСР було прийнято, безумовно, правильне рішення, що економічну, технічну і організаційну основу розвитку, наприклад, пасажирських МАТП повинні складати спеціалізовані виробничі об'єднання - госпрозрахункові (сьогодні підприємницькі) виробничі організації, підприємства яких об'єднані на основі однорідності технологічного процесу [4].

Проблема, що поєднує практично всі підприємства АТ України – це безконтрольність технічного стану їх АТЗ як в умовах МАТП, так і в умовах об'єднань.

“... протягом періоду між техоглядами - відзначає начальник Управління безпеки транспорту Мінтрансу України: технічний стан транспортних засобів залишається безконтрольним. Хто завгодно може проводити ремонт і технічне обслуговування, результат такого втручання ремонтників не контролюється, немає навіть правового механізму такого контролю”.

Актуальність проблеми контролю технічного стану АТЗ на АТ підтверджена Рішенням №53 Колегії Госдепартаменту АТ від 19.06.02 р. та Наказом №82 Мінтрансу від 10.02.2004 р. – «Робочий план реалізації першочергових заходів щодо забезпечення безпеки дорожнього руху на автотранспорті» [5]. Офіційні документи АТ передбачають проведення попередніх великомасштабних наукових досліджень по формуванню на АТ нормативної технічної та правової бази створення АТП.

Ціль роботи - сформулювати для АТП основні науково-технічні заходи з організації сучасних систем контролю технічного стану транспортних машин, які б були звільнені від суб'єктивного впливу людини та адаптовані до світових процесів глобалізації технічної діагностики та технічного контролю (ТД та ТК).

Сьогодні практика має в своєму розпорядженні численні факти і повчальні приклади недооцінки людиною ролі організації в рішенні її насущних проблем. Найбільш яскравим прикладом цього є сучасний кризовий стан суспільства. У другій половині ХХ століття, проігнорувавши саме «шлях організації», керівні органи СРСР без відповідних знань не тільки не вирішили нових завдань соціалістичного будівництва, але і втратили раніше завойоване [6].

Тому сучасні надскладні процеси реформування АТ в цілому і зокрема процеси глобалізації ТД та ТК доцільно розглядати з позиції саме організації. Діяльність управлінська здійснюється тільки на основі діяльності організаторської. Оскільки керувати, впливати, підпорядковувати своїй волі об'єкт управління можна тільки в обігу суб'єкта до об'єкту, в русі, в розвитку, в реалізації задуму, тобто діяльність організаторська – це першооснова, початковий початок [6].

Так, наприклад, управління трійкою коней можливо лише в тому випадку, якщо коні і кучер зв'язані відношенням «управління-підпорядкування», тобто коні знаходяться в попередньо організованій упряжці, остання – у впорядкованому взаємозв'язку з кучером, а сама трійка - в русі. Досить порушити умову впорядкованості – і управління стане неможливим [6].

Аналогічні умови потрібно створити для виникнення і здійснення процесу управління технікою. Управляти, наприклад, рухом автомобіля можна лише тоді, коли він знаходиться в зібраному вигляді, в справному стані, тобто його складові елементи приведені у впорядковані зв'язки і стосунки, і, нарешті, коли він здатний рухатися у напрямі вибраного маршруту [7].

Аналіз досліджень. Організація технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) - це абсолютно новий для ТЕА підхід до дослідження її проблем. Сьогодні він не вписується в її традиційну «концепцію управління» [8,9], згідно якої організація - це лише функція управління, що, проте, суперечить навіть класичному енциклопедичному визначенню: «Управління - це елемент, функція організованих систем різної природи (біологічних, соціальних, технічних), що забезпечує збереження їх визначальної структури, підтримку режиму діяльності, реалізацію їх програм і цілей» [7].

Заходи організації контролю технічного стану АТЗ. З точки зору теорії організації та теорії ТЕА, основним заходом в організації на АТ сучасних автоматизованих систем контролю технічного стану АТЗ є визначення загального параметру експлуатаційної безпеки АТЗ та його оцінки в умовах нової культури організації, що в МАТП заснована на глобалізації ТД та ТК.

Культура – це історично певний рівень розвитку суспільства, творчих сил і здібностей людини, виражений в типах і формах організації життя і діяльності людей, а також в створюваних ними матеріальних і духовних цінностях [7].

На АТ віддзеркаленням його галузевої культури є культура експлуатації транспортних машин. Для ТЕА – це одна з чотирьох умов експлуатації автомобіля (Рис.1. [10]), пізнання якої завжди було і є традиційним завданням наукових досліджень АТ.

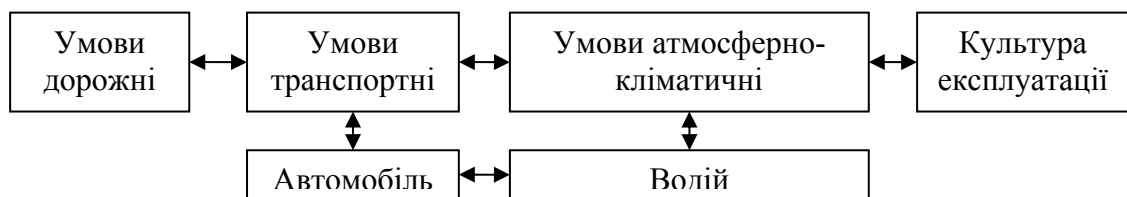


Рисунок 1 – Взаємодія системи людина-машина з елементами умов експлуатації

Культура експлуатації – це рівень організації робіт та управління, кваліфікація і старанність водіїв, дотримання правил і інструкцій, матеріально-технічна база, якість авто експлуатаційних матеріалів [10].

Оцінкою культури на АТ є середня продуктивність системи «автомобіль – водій» (P_c). Якщо прийняти, що час простою під вантаженням-розвантаженням дорівнює нулю, а довжина їзди, номінальна вантажопідйомність і середня технічна швидкість дорівнюють одиниці, то в спрощеному вигляді формула продуктивності P_c , наприклад, вантажного автомобіля матиме вигляд [10]:

$$P_c = T_H \cdot \alpha_B \cdot \beta \cdot \gamma, \quad (1)$$

де T_H - час в наряді, год;

α_B - коефіцієнт випуску автомобіля;

β и γ - відповідно коефіцієнти використання пробігу і вантажопідйомності автомобіля.

В умовах ідеальної організації роботи автомобіля ($\alpha_B = \beta = \gamma = 1$), вираз рівня культури (1) змінюється фактично в межах зміни параметра T_H . У відповідності, з чим час в наряді T_H є, за пропозицією учених ХНАДУ, оцінкою рівня культури експлуатації АТ.

Доцільність введення на АТ саме такої (часової) оцінки культури галузі підтверджує сучасний розвиток суспільства.

Так в індустріальному суспільстві кожна виробнича операція, кожна дія робочого, нарешті, все його життя мають бути охарактеризовані часом, тобто повинні отримати відповідний тимчасовий вираз і управлятися на основі часу. Наприклад, девізом капіталістичного господарювання і заповзятливості так само є час. Це знаменита формула Б.Франкліна «час - гроші» (1748 р.), згідно якої кожен прагне використовувати час економно. В умовах ринку виграти в часі – це, значить, обійти своїх конкурентів по технологічних, економічних, соціальних і інших статтях. Тому сьогодні час в суспільстві почав асоціювати навіть з ідеєю лінійного прогресу [11].

Загальну важливість фактору часу в питаннях сучасної організації АТ пояснюють існуючі математичні викладки [12]. В їх основі лежить достатньо відома формула з забезпечення умов безпеки руху – безпечної відстані між АТЗ, які рухаються один за одним

$$L = l_t + l_p + a + c, \text{ м} \quad (2)$$

де l_t – шлях АТЗ гальмівний, м;

l_p – шлях АТЗ за час реакції водія, м;

a – відстань від ока водія до передньої крапки на АТЗ, м;

c – відстань допустима між АТЗ після раптової зупинки першого АТЗ, м.

Для керування практично любым процесом справедлива аналогічна формула допустимого часу перебігу процесу

$$t_D = t_{\text{тор}} + t_{\text{оч}} + t_{\text{огр}}, \text{ дн} \quad (3)$$

де $t_{\text{тор}}$ – час (доля робочого дня), необхідний для здійснення дій (наприклад виконання робіт ТО і Р) в процесі функціонування об'єкту (АТЗ) в відповідності з керуючим впливом оператора, або інженерно-технічної служби (ІТС), дн;

$t_{\text{оч}}$ – час очікування реакції оператора (очікування АТЗ в ІТС впливів з ТО і Р), дн;

$t_{\text{огр}}$ – час додаткових обмежень, що забезпечують подовження часу (ринкові умови або вимоги безпеки), дн.

Тоді аварійна ситуація, яка порушує транспортний процес – це ситуація коли для якісного виконання процесу потребується лише директивний час усунення відмов $t_{\text{ав}}$, а час який запрошує ІТС значно довше ($t_{\text{ІТС}} = t_{\text{тор}} + t_{\text{оч}}$). Саме в цьому випадку ІТС не в змозі бути учасником транспортного процесу. Тільки при значенні $t_{\text{ав}} > t_{\text{ІТС}}$ в транспортному процесі існує вірогідність безпомилкового (своєчасного) прийняття рішення в керуванні. Вона зростає з збільшенням відношення $t_{\text{ав}}/t_{\text{ІТС}}$ та становиться рівною одиниці при великих значеннях цього відношення.

В цілому цим вимогам відповідає загально відома залежність вірогідності усунення відмови за час $t_{\text{ав}}$, що широко використовується в теорії масового обслуговування (ТМО)

$$V(t_{\text{ав}}) = 1 - e^{-\mu t_{\text{ав}}}, \quad (4)$$

де $t_{\text{ав}}$ - час, що задано для виконання ремонту (відновлення) АТЗ, дн;

μ - інтенсивність ремонту (відновлення) АТЗ, дн⁻¹.

В першому наближенні, якщо аргумент залежності (4) не є відношенням $t_{ав}/t_{ТС}$, для $t_{ав}/t_{ТС} > 1$, в якості аналітичної моделі можливо прийняти загально відому формулу

$$\begin{cases} 0 & \text{для } t_{ав} < t_{ТС} \\ P_{уп} = & \\ 1 - e^{-\varphi(t_{ав}/t_{ТС}-1)} & \text{для } t_{ав} \geq t_{ТС}, \end{cases} \quad (5)$$

де $P_{уп}$ – вірогідність безпомилкового керування (управління), яка залежить від швидкості процесу, що належить управляти;

$t_{ав}$ – час (доля робочого дня), що потребує комерційна служба для усунення відхилень в керованому процесі, дн;

$t_{ТС}$ – час мінімальний, що необхідно ІТС для усунення відхилень, дн;

φ – коефіцієнт, що визначає зв'язок між мінімальним значенням часу $t_{ТС}$ та часом допустимим $t_{д}$, ритм ІТС.

Характер залежності (5) показує, що коли процес керування змінюється швидко ($t_{ав}/t_{ТС} \rightarrow 1$), то вірогідність безпомилкового керування дуже мала. При вповільненні керованого процесу вірогідність $P_{уп}$ збільшується. В цілому вираз (5) характеризує вплив фактора часу на процеси експлуатації АТЗ та підкреслює значимість часу в питаннях організації ІТС і особливо в питанні контролю рівня її організації.

Висновок. В умовах глобалізації в будові АТЗ засобів ТД та НК (приклад, електронна система управління мотором - ЕСУМ) де час є базовим параметром керування мікро процесами, виникає наочна можливість використання для організації систем контролю технічного стану вже існуючих в АТЗ засобів ТД та НК, що особливо важливо в умовах обмежених ресурсів МАТП.

Список літератури: 1. Семенченко Ж.О. Автомобіль на підприємстві: від придбання до ліквідації. – 2-ге вид., перероб. і допов. – Х.: Фактор, 2000. -146 с. 2. Могила В. Проблемы пассажирского автомобильного транспорта и пути их решения // Автотранспорт и перевозки. – 2003. – №7. – С. 38-42. 3. Мочерний С.В., Устенко О.А., Чеботар С.І. Основи підприємницької діяльності: Посібник. – К.: Видавничий центр “Академія”, 2001. – 280 с. 4. Повышение качества обслуживания пассажиров и эффективности работы автобусов. Большаков А.М., Кравченко Е.А., Черникова С.Л. М.: Транспорт, 1981. - 206с. 5. Отраслевое регулирование. Рабочий план реализации мероприятий по обеспечению безопасности дорожного движения на автотранспорте, утвержденных приказом Минтранса от 31.12.2003 г. №1040. Приказ Минтранса от 10.02.2004 г. №82 // Транспорт. – 2004, №7(279). – С.51. 6. Баранников А.Ф. Теория организации: Учебник для вузов – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004. – 700с. 7. А.М. Прохоров. гл. ред. Советский энциклопедический словарь / – С 56 4-е изд. – М.: Сов. энциклопедия, 1986. – 1600с. 8. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. – М.: Транспорт, 1990. - 272с. 9. Говорущенко Н.Я. Основы управления автомобильным транспортом. – Х.: Вища школа, 1978. – 224 с. 10. Говорущенко Н.Я., Туренко А. Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). // В двух частях. Часть 1. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. - 255с. 11. Попов А.В. Теория и организация американского менеджмента / М.: Московский университет. 1991, С. 13. 12. Фокин Ю.Г. Надёжность при эксплуатации технических средств. М.: Воениздат, 1970. – 224 с.

УДК 621.3.078: 629.113

СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доцент, НТУ «ХПИ»
МАРЕНИЧ А.Н., магистр, НТУ «ХПИ»

ОБЗОР МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ

Наведено аналіз методів та засобів контролю стану водія автомобіля з використанням інформації з датчиків що реєструються з поверхні тіла водія. Проведено порівнювальний аналіз ефективності їх використання та запропоновано використовування метода заснованого на вейвлет перетворенні сигналу електрокардіограми.

Введение. Ежегодно в мире, по данным ООН, в результате дорожно-транспортных происшествий погибает более 1,2 миллиона человек, 20 - 50 миллионов получают травмы, а суммарные экономические потери превышают 500 млрд. долларов. Огромный ущерб, который наносит государствам дорожно-транспортный травматизм, позволяет отнести его к основным угрозам современности. Как показывает практика, более 80 процентов всех ДТП происходит по вине самих водителей [1]. Перестал проводиться предрейсовый медицинский контроль водителей, что привело к тому, что на линию выпускают водителей при недопустимом состоянии здоровья. Вот почему сейчас некоторые исследования и разработки направлены на изучение "человеческого фактора" при управлении транспортным средством.

Исследования [1] показывают, что у водителя, которые находятся за рулем без отдыха на протяжении четырех часов, время реакции ухудшается сразу на 50%. А если управлять машиной без перерыва шесть часов, то риск попадания в аварию удваивается. По статистике основными причинами ДТП на сегодняшний день является: неправильно выбранный скоростной режим движения – 23,1%; нарушение правил обгона и выезд на встречную полосу движения – 12,4%; управление транспортом при не удовлетворительном состоянии здоровья – 11,5%.

Среди контролируемых параметров у водителей, перед допуском их к работе, выделяют только величину артериального давления, что является не достаточным для полной оценки текущего состояния здоровья водителя.

Вот почему, на современных автомобилях наиболее часто устанавливаются устройства, следящие за биологической активностью водителя.

Цель статьи. Обзор существующих методов и средств экспресс-контроля состояния водителя.

Анализ существующих средств анализа состояния водителя. Почти все существующие средства анализа состояния водителя работают по алгоритму, приведенному на рис. 1. Рассмотрим более подробно основные системы анализа состояния водителя.

В настоящее время в основном используются системы, которые анализируют состояния водителя с помощью встроенных в автомобиль датчиков. В большинстве случаев, это устройства отслеживающие положение головы водителя, в зависимости от положения головы, определяется степень утомленности водителя, либо измеряющие частоту его пульса, в зависимости о скорости сердечных сокращений человека определяется уровень его физической активности.

Недавно компания Mercedes-Benz разработала собственную систему контроля биологической активности водителя Attention Assist [2]. Принцип работы системы основан на отслеживании действий водителя в каждой поездке и составлении индивидуальной водительской модели вождения, основываясь на которой можно оценить изменения манеры

управления, которые связаны со степенью утомления конкретного человека. Когда компьютер замечает значительные отклонения от обычной манеры вождения, он сравнивает их с известными признаками усталости, оценивает длину поездки, время суток и, если это необходимо, предупреждает водителя о чрезмерной усталости.

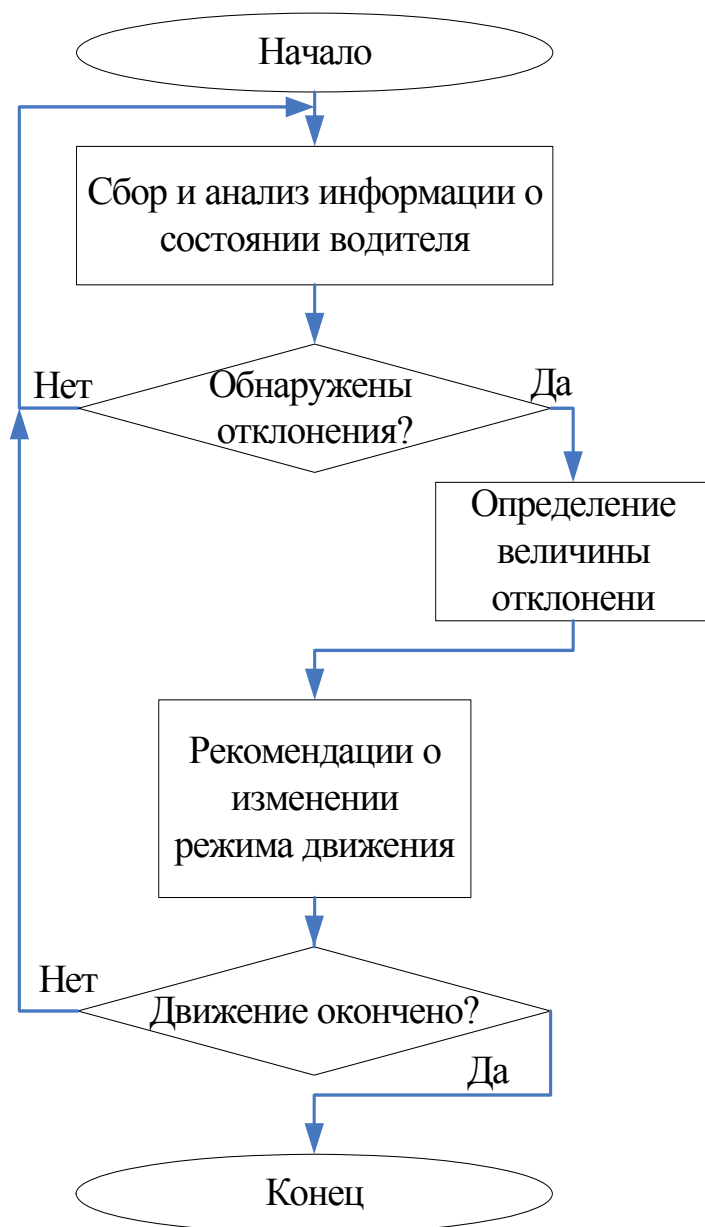


Рисунок 1 – Алгоритм работы системы анализа состояния водителя

Российская компания Нейроком разработала свою систему поддержания состояния водителя Vigiton® [3]. Данная система предназначена для непрерывного контроля физиологического состояния водителя транспортного средства и предотвращения перехода водителя из активного состояния в состояние психофизиологической релаксации или дремотную стадию сна.

Разработанный измерительный комплекс отслеживает критический уровень бодрствования - состояние, при котором человек работоспособен, но количество совершаемых им ошибок может резко увеличиться. Из соображений безопасности и с учетом индивидуального разброса физиологических параметров людей критический уровень бодрствования зафиксирован вблизи границы работоспособного состояния.

Устройство препятствует наступлению сна, подавая сигнал тревоги за несколько десятков секунд до наступления этого состояния. В качестве анализаторов используется либо браслет, либо кольцо (рис. 2), одеваемые водителем, для контроля его состояния. Передача информации в блок управления осуществляется через стандартный интерфейс Bluetooth. Недостатком данной системы является то, что датчики

не встроены в автомобиль, и не представляется возможным проверка, установлены ли они на водителе транспортного средства.

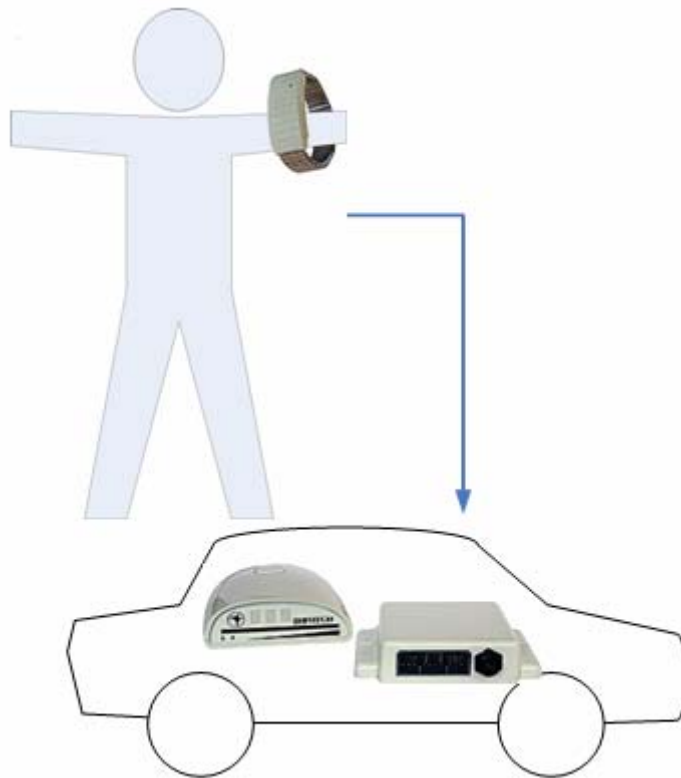


Рисунок 2 – Аппаратура для контроля состояния водителя Vigiton®

Существуют также системы, которые кроме частоты пульса, регистрируют и анализируют кардиограмму водителя. И на основе полученных данных делается более обоснованное заключение о текущем состоянии водителя. Но в данный момент такие системы еще не интегрированы в транспортное средство.

Анализ существующих методов анализа состояния водителя. Одним из часто используемых является методов измерения электродермальной активности (ЭДА) кожи. Электрическую активность кожи можно измерять двумя способами. Первый, можно пропускать через кожу слабый ток от внешнего источника и измерять динамику ее сопротивления,

пропускаемому току. Эта методика называется экзосоматическим методом. Но данный метод не получил широкого применения.

Второй метод – эндосоматический, заключается в измерении электрической активности поверхности кожи без использования внешнего источника тока. Экзосоматический метод к настоящему времени модифицирован в измерение проводимости кожи – величины, обратной сопротивлению кожи. Доказано в работе [3], что при снижении уровня бодрствования человека, определяемом по ЭДА, сопротивление его кожи пальцев растет. Пример изменения сопротивления во время двух циклов активации-релаксации показан на рисунке 3.

Вертикальные пунктирные линии - моменты активности человека, определяемые компьютером.

Применение метода измерения ЭДА позволяет определять степень активности водителя, и предотвратить, с помощью систем сигнализации, засыпание водителя за рулем.

При управлении автомобиля, не менее значимым является и состояние здоровья водителя. Один из методов анализа состояния водителя, основан на исследовании его ЭКГ. При анализе, как правило, используются математические методы, анализирующие сигнал в частотной области, что способствует более раннему выявлению возможных отклонений в состоянии здоровья водителя.

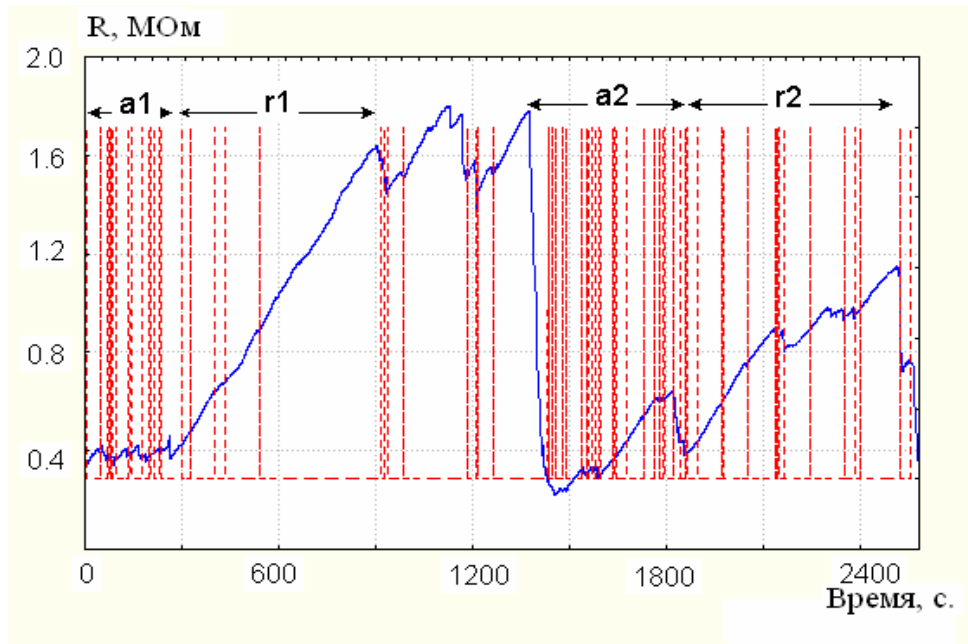


Рисунок 3 – Изменение электродермальной активности водителя:

a1, a2 – стадии активации организма;

r1, r2 – стадии релаксации организма

Одним из таких методов является спектральный анализ сигнала, основанный на использовании прямого преобразования Фурье функции $x(t)$ в частотное распределение [4].

При реализации этого метода используют дискретное преобразование Фурье (ДПФ) и, в частности, быстрое преобразование Фурье (БПФ), при этом используют следующие две формулы:

$$X_l = \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-j l \Delta \omega k \Delta t} \Delta t, \quad l = 0, 1, \dots, N-1;$$

$$x_k = \frac{1}{2\pi} \sum_{l=0}^{N-1} X_l e^{-j l \Delta \omega k \Delta t} \Delta \omega, \quad k = 0, 1, \dots, N-1;$$

где $x_k = x(k \Delta t)$ $k=0, 1, \dots, N-1$;

$X_l = X(l \Delta \omega)$ $l=0, 1, \dots, N-1$;

N - количество отсчетов;

Δt - интервал времени между отсчетами;

$\Delta \omega$ - шаг спектра в частотной области.

Результаты спектрального анализа ЭКГ представлены на рис. 4, по горизонтальной оси отложена частота, по вертикальной амплитуда. По виду кривой зависимости амплитуды от частоты можно судить о соотношении периодической и хаотической компоненты в динамике кардиограммы. На рис. 4 представлен спектр «нормальной» кардиограммы – несколько четко выраженных гармоник, кратных основной частоте – частоте пульса, и на более высоких частотах – сплошной спектр характерный для хаотических сигналов.

Данный метод эффективен для анализа нарушений ритма и проводимости сердца, с его помощью можно легко выявить такие заболевания как тахикардия, аритмия, блокирование предсердий [5]. Он удобен лишь для быстрой, а следовательно не сильно точной оценки состояния человека.

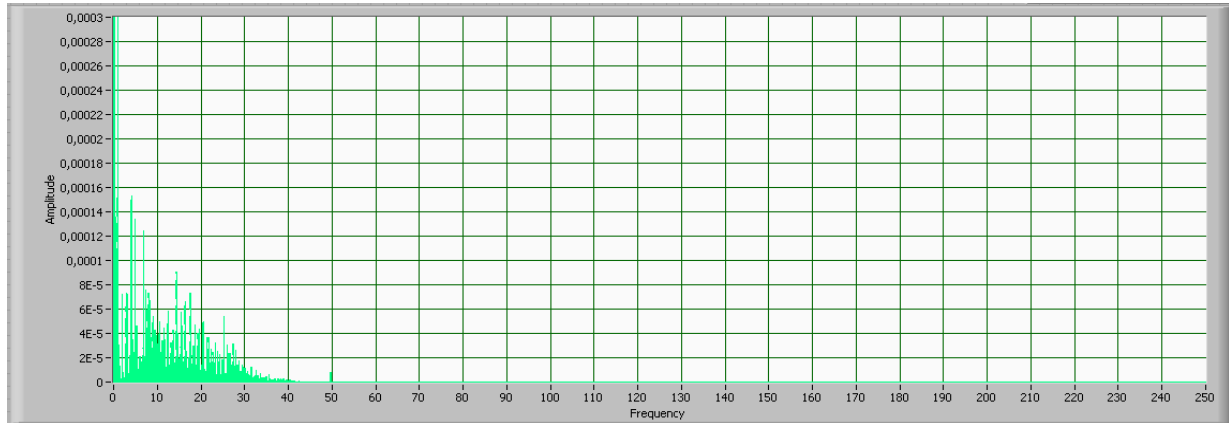


Рисунок 4 – Спектр сигнала ЭКГ

Более полную информацию о текущем состоянии больного мог бы дать метод, который в результате обработки сигнала показывал бы частотные характеристики сигнала, распределенные по времени. Для этого, чаще всего применяют метод вейвлет преобразования.

Метод Вейвлет преобразования, обеспечивает хорошее разрешение по частоте и по времени [6]. Зарегистрированный сигнал $x(t)$ анализируется путем разложения по базисным функциям, полученным из определенного прототипа путем растяжения, сжатия и сдвигов. Основная идея вейвлет преобразования заключается в разбитие сигнала вейвлетами на маленькие интервалы, для анализа каждого из них определения частоты, которая существует на исследуемом отрезке.

$$\Psi_x''(\tau, s) = \frac{1}{\sqrt{|s|}} \int x(t) \psi^* \left(\frac{t - \tau}{s} \right) dt,$$

где τ – параметр сдвига;

s – масштаб;

ψ^* – функция преобразования, материнский вейвлет.

Функция прототип, называется анализирующим (материнским) вейвлетом, выбранным для исследования данного сигнала.

Так для анализа кардиосигнала с помощью вейвлет преобразования необходимо сравнить распределение частоты в контрольных точках сигнала, совпадающих по времени с возникновениями зубцов электрокардиограммы. В каждом вейвлет разложение выделяют уровень разложения, который должен быть кратен 2^n . В данном проекте для разложения применялся вейвлет Добеши 2 с глубиной разложения 128.

Так для того, чтобы проанализировать каждый зубец кардиограммы, необходимо вычислить площадь кривой $S(i)$ соответствующей каждому зубцу кардиограммы на 2^n уровне разложения (рис. 5).

В ходе анализа двух сигналов а) и б) были выявлены существенные отклонения в сигнале а), причиной которых может быть: гипертрофия правого желудочка, блокада правой ножки пучка Гиса, боковой инфаркт миокарда, блокада задней ветви левой ножки пучка Гиса, отек легких, декстрокардия, синдром WPW [5].

Так же, информативным параметром в ЭКГ является частота сердечных сокращений (ЧСС), эта величина пропорциональна пульсу, и показывает уровень физической активности человека.

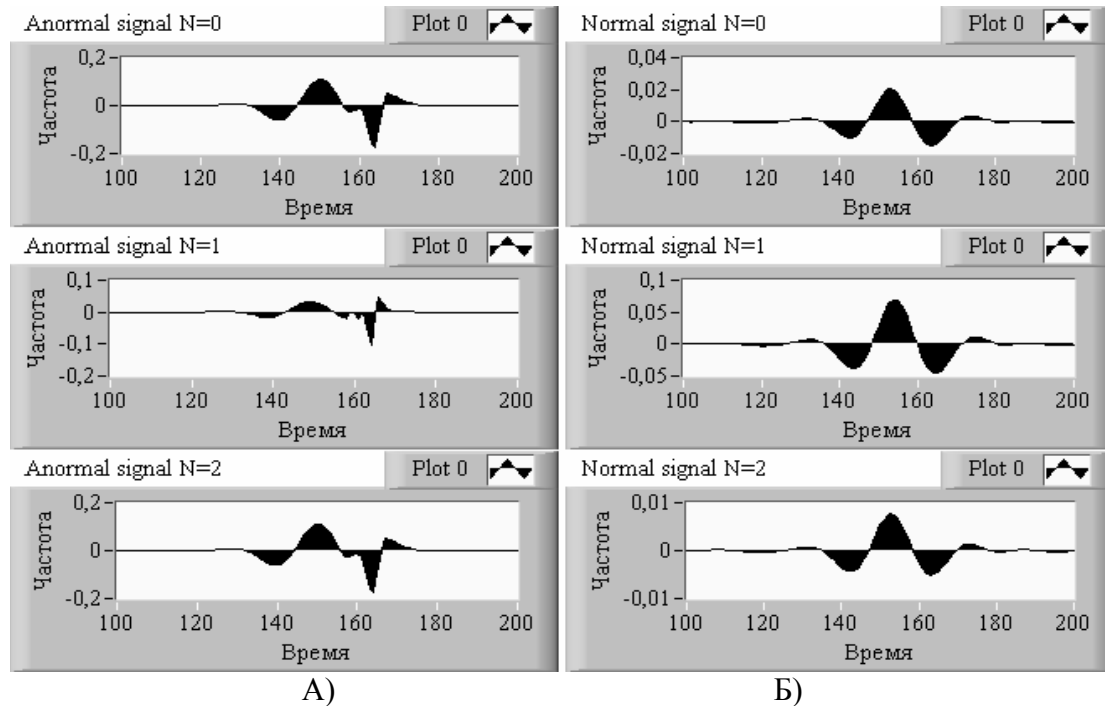


Рисунок 5 – Площади QRS комплексов двух кардиосигналов со степенями разложения $N=0,1,2$ (А – аномальный сигнал, Б – нормальный сигнал)

Контроль этой величины, позволит избежать аварий, вызванных произвольным кратковременным сном водителя.

Выводы. В работе проанализированы особенности основных методов и средств, используемых для анализа состояния водителя автомобиля, а также принципы их работы. Показано, что для более полного и достоверного анализа необходимо использовать данные, полученные при регистрации ЭКГ водителя. Предлагается при обработке сигнала ЭКГ использовать метод основанный на вей лет преобразовании.

Список литературы: 1. Сайт <http://www.rg.ru>. 2. Сайт <http://imercedes.net/news/120808093346.php>. 3. Сайт <http://www.neurocom.ru/ru2/auto/vigiton.html>. 4. Сайт http://dic.academic.ru/dic.nsf/enc_psychology. 5. Павлючик Л.Ф. Методики психофизиологического состояния человека и его адаптации Тези доповідей до IV університетської НППСК маністрантів. 6. Орлов В.Н. Руководство по ЭКГ. – М.: Медицина, 2004. 7. Архипов Г.И. Лекции по математическому анализу. – М.: Высшая школа, 2000. 8. Новиков Л.В. Основы вейвлет-анализа сигналов: Учебное пособие. – СПб.: Изд-во ООО «Модус+», 1999. 9. Истомина Т.В. Применение теории вейвлетов в задачах обработки информации. – Пенза, 2000. 10. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам. – М.: Ижевск: РХД, 2001.

УДК 351.811.123

МАРМУТ И.А., к.т.н., доц., ХНАДУ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПРОФИЛАКТИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Запропоновано подальший розвиток та удосконалення планово-попереджувальної системи профілактичного обслуговування та ремонту рухомого складу автомобільного транспорту на базі діагностичної інформації про технічний стан автомобілів.

Введение. Эффективность работы автомобильного транспорта и ее основные показатели, такие как производительность, себестоимость и безопасность движения, в значительной степени зависят от уровня организации работ по поддержанию подвижного состава в технически исправном состоянии.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время имеются реальные резервы существенного повышения эффективности планово-предупредительной системы профилактического обслуживания (ПО) и ремонта (Р) на основе применения современных прогрессивных информационных технологий и компьютерных систем управления. Один из таких резервов – разработка и широкое внедрение новой, более совершенной и гибкой системы управления техническим состоянием автомобилей на базе современного контрольно-диагностического оборудования и высокопроизводительных средств вычислительной техники. Проанализировав ряд работ [1-7], посвященных разработке, применению и перспективам развития средств диагностики, можно сказать, что такой системой может стать адаптивная система управления техническим состоянием автомобиля с элементами индивидуального подхода к каждому конкретному автомобилю. Тем более что, тот уровень средств технической диагностики, которого они достигли в последние годы, вполне позволяет реализовать практически любые задачи по определению и прогнозированию технического состояния автомобиля.

Цель и постановка задачи. Предлагаемая система предусматривает необходимость проведения для автомобилей ПО и Р с индивидуальной программой, которое условно можно назвать индивидуальным профилактическим обслуживанием (ИПО). Вид выполняемых работ при ИПО должен определяться на основе индивидуальных диагностических данных.

Принципы и основы построения программы индивидуального профилактического обслуживания (ИПО). Основопологающими для ИПО являются следующие основные принципы:

- основополагающим остается планово-предупредительный принцип выявления и устранения неисправностей и проведения технических воздействий;
- индивидуальный подход к оценке технического состояния каждого конкретного автомобиля;
- оперативное управление техническим состоянием автомобиля на основе прогнозирования его состояния с использованием новейших компьютеризированных средств технической диагностики и интегрированными с ними в единую систему средствами вычислительной техники;

• індивідуальне прогнозування періодичності технічного обслуговування і технічного стану автомобіля.

Індивідуальне прогнозування періодичності технічного обслуговування і технічного стану автомобілів являється одним з основних положень функціонування пропонуваної системи управління технічним станом автомобілів і одним з основних резервів підвищення її ефективності і подальшого удосконалення.

Прогнозування технічного стану автомобілів може вироблятися на основі збору і обробки діагностичної інформації. Исходной інформацією являються: значення параметрів технічного стану автомобіля і його окремих агрегатів і систем, календарні дати і значення наработок автомобіля, що відповідають зафіксованим значенням параметра і інша інформація, що отримується в центрі діагностики з використанням комп'ютеризованих засобів діагностування. Інформація передається системі управління для обробки, в процесі якої формуються масиви нормативно-справочної і діагностичної інформації, необхідні для організації процесу прогнозування. Для цього використовуються спеціально розроблені програмні засоби.

Процес прогнозування представляє поетапну процедуру обробки інформації, що поступає з центру діагностики. Обробка інформації ведеться з метою рішення двох комплексів завдань: власне прогнозування і статистичної обробки.

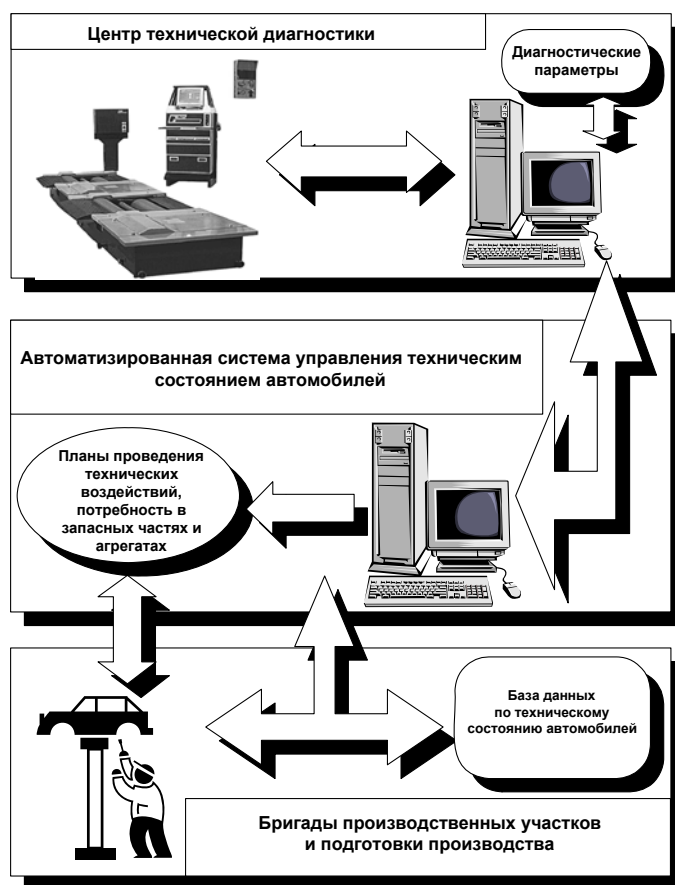


Рисунок 1 – Схема прогнозування і управління технічним станом автомобілів

Характер этих задач и условия их реализации обусловили структуру и состав технического и программного обеспечения, необходимого для обеспечения процесса прогнозирования технического состояния автомобилей в автоматизированной системе (рис.1).

Техническое обеспечение системы прогнозирования (СП) составляет компьютеризированное диагностическое оборудование, используемое в центре диагностики, и вычислительные средства автоматизированной системы управления техническим состоянием автомобилей.

Информационное обеспечение должно быть разработано с учетом реализации функций системы ПО и ремонта автомобилей и функций СП. Входные и выходные информационные данные составляют внешнее информационное обеспечение, а организованные информационные массивы – внутреннее обеспечение.

Внешнее информационное обеспечение включает:

- информацию о техническом состоянии автомобилей и информацию, необходимую для их идентификации в системе;
- управляющую информацию для автоматизированной системы управления техническим состоянием автомобилей, и информационные массивы в памяти ЭВМ при внедрении СП;
- информацию о динамике технического состояния автомобилей;
- информацию о текущем состоянии автомобилей и результатах прогнозирования, а также служебную информацию (результаты контроля поступивших данных, аварийные сообщения и т. д.).

Внутреннее информационное обеспечение составляют:

- массивы нормативно-справочной информации, содержащие числовые нормативы, необходимые для прогнозирования, и тексты, используемые для печати выходных документов;
- массивы, содержащие информацию о текущем техническом состоянии автомобилей.

Методическое обеспечение СП содержит:

- методику оценки факторов условий эксплуатации, предназначенную для выявления совокупности значимых факторов;
- методику построения системных моделей прогнозирования технического состояния автомобилей;
- методику прогнозирования технического состояния автомобилей на основе многофакторных моделей, учитывающих индивидуальное состояние автомобиля и его изменение под воздействием факторов условий эксплуатации.

Программное обеспечение включает:

- комплекс программ прогнозирования технического состояния автомобилей;
- комплекс программ анализа и моделирования многофакторных объектов прогнозирования.

Особое внимание при разработке автоматизированной системы управления уделяется пользовательскому интерфейсу системы. Так как интерфейс – это та часть программы, которая является непосредственным посредником между оператором (пользователем) программы и самой программой. При разработке концепции интерфейса очень важно, чтобы были учтены все нюансы программного продукта. Современные программные технологии позволяют максимально универсализировать внешний вид и стиль работы с программами. Это имеет огромное значение, т.к. требует от неподготовленного к работе с системой человека минимальных усилий в обучении

работы на ней. Так же немало важно, чтобы дальнейшее усовершенствование системы и добавление к ней новых компонентов, не требовало от программиста больших усилий.

Основное ядро автоматизированной системы составляет база данных по автомобилям. Она представляет собой систему взаимосвязанных таблиц, в которых хранится информация любого рода.

Эта информация весьма разнородна: используются числовые, строковые и смешанные единицы, кроме того, необходимо хранить информацию как характерную для какого-либо ряда объектов, так и индивидуальную для каждого объекта. Далее идет более обобщенная структура, хранящая информацию о всех параметрах, снимаемых в конкретное прибытие автомобиля на станцию.

Существует информация, относящаяся к конкретному автомобилю (ФИО владельца, № двигателя, гос. номер, VIN, и т.д.). Классом выше находятся таблицы, содержащие данные о группе автомобилей (по возрастанию – модель, марка, тип автомобиля). Эти таблицы содержат данные о предельно-допустимых значениях диагностических параметров. Структурная схема базы данных приведена на рис. 2.

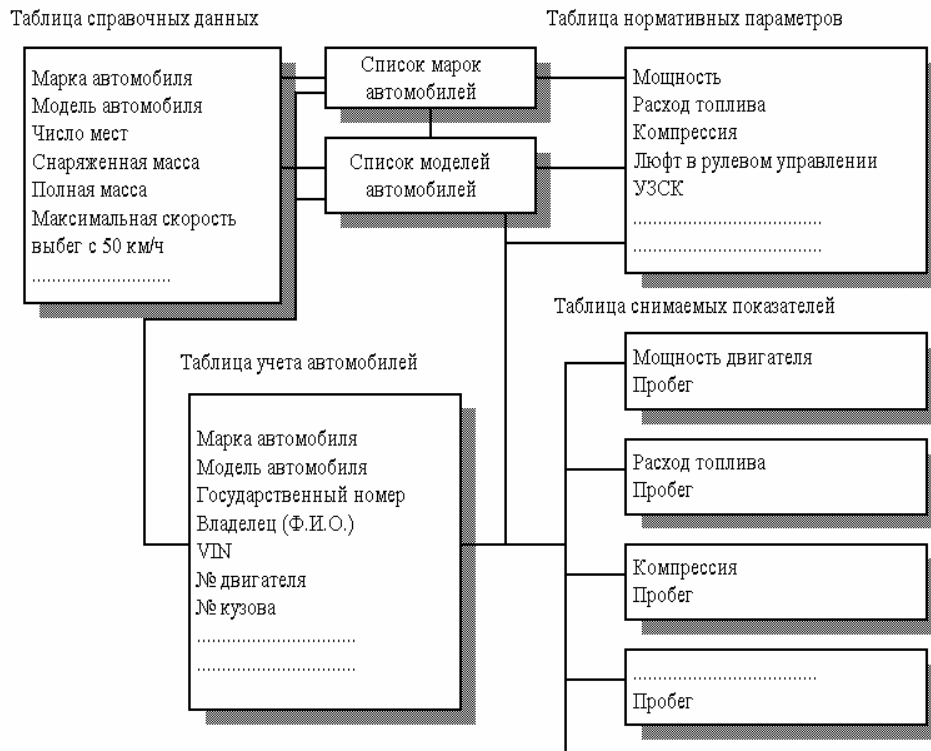


Рисунок 2 – Структурная схема базы данных

Кроме этого в программное обеспечение автоматизированной системы управления входит комплекс программ прогнозирования технического состояния автомобилей, а также комплекс программ анализа и моделирования многофакторных объектов прогнозирования.

Еще одним важнейшим вопросом при создании автоматизированной системы управления техническим состоянием автомобилей является подбор оптимального типажа диагностического оборудования – это очень важный практический вопрос, который имеет огромное значение, особенно если речь идет о создании системы

управления техническим состоянием, базирующейся на принципах прогнозирования технического состояния автомобиля и его отдельных агрегатов и систем.

Выводы

1. Условием перехода автомобильного транспорта к гибкой адаптивной системе управления техническим состоянием автомобилей с индивидуальной корректируемой периодичностью и объемами обслуживания, автоматизированному оперативному управлению техническим состоянием автомобилей является развитие информационного обеспечения автотранспортных процессов.

2. Автоматизация контроля технического состояния и работы автомобилей является ключом к развитию информационного обеспечения на автомобильном транспорте, компьютеризированному оперативному управлению планированием ПО и прогнозированию технического состояния и возможных неисправностей автомобилей.

3. Базой автоматизации должно стать создание локальных информационно-вычислительных комплексов, включающих в себя компьютеризированные средства технической диагностики и новейшие средства вычислительной техники.

4. Компьютеризация является ключевым направлением современного развития диагностической техники. Наряду со стендовыми и бесстендовыми средствами технической диагностики, объектами компьютеризации должны стать средства углубленного диагностирования, формируемые в специализированные комплекты по технологическому принципу их применения на постах ПО и Р.

5. Реальный успех применения компьютерной техники во многом зависит от готовности и заинтересованности персонала, прежде всего инженерно-технического и управленческого. Даже при наличии компьютерной техники, заинтересованности в ее сбыте изготовителей, хорошем программном обеспечении требуется переподготовка персонала АТП и центров технической диагностики. Необходимо организовать обучение операторов-диагностов и руководителей, которые должны на начальном уровне овладеть этой техникой, понимать ее роль, возможности и перспективы.

Список литературы: 1. Говорущенко Н.Я. / Место и роль диагностики в условиях новой концепции ее развития. Автомобильный транспорт. № 8, М.: - 1991. – С. 2-14. 2. Петров В.Б. / Истоки и некоторые итоги создания и применения диагностического оборудования в разных странах. Автомоб. трансп. Сер. техн. эксплуатация и ремонт автомоб.: Обзор. информ. Вып. 10. М.: Концерн "Росавтотранс". – 1991. – 64 с. 3. Мороз С.М. / Задачи современного развития диагностики автомобилей. Автомоб. трансп. Сер. Техн. эксплуатация и ремонт автомоб.: Обзор. информ. Вып. 7. М.: М-во автомоб. трасп. РСФСР, ЦБНТИ. – 1990. – 60 с. 4. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). В двух частях / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с., 219 с. 5. Проектне забезпечення формування виробничо-технічної бази підприємств автомобільного транспорту: навч. посібник / М.Я. Говорущенко, В.М. Варфоломєєв, Н.А. Волошина; ХНАДУ. – Х., 2005. – 106 с. 6. Варфоломєєв В.Н., Волошина Н.А. Совершенствование системы поддержания автомобилей в работоспособном состоянии // Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С. 15-18. 7. Куприн Е., Говорущенко Н.Я. Каким будет автомобиль завтра? // Автомобильный транспорт. № 3 – М.: - 2007. – С. 36-39.

УДК 685.1

ВОЛКОВ В.П., д.т.н., проф., ХНАДУ
ГИЛЬМУТДИНОВ Ш.А., інженер, НПП

МЕТОДЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ РЕМОНТА АВТОМОБИЛЯ

Розглядається питання вибору методу ухвалення конструкторсько-технологічних рішень при організації автоматизованого проектування технологічних процесів ремонту вузлів і агрегатів автомобіля.

Введение. Системная методология принятия конструкторско-технологических решений при организации автоматизированного проектирования (ОАП) в условиях интегрированного информационного пространства об объектах производства (ОП) и производственной среды (ПС) является актуальной. Этому свидетельствует интенсивное развитие компьютерных технологий в сфере моделирования, изготовления и эксплуатации средств автомобильного транспорта.

Коммерциализация производственной инфраструктуры, ориентированной на снижение затратной составляющей в технологической подготовке большинства автопредприятий, требует интенсификации работ в области ОАП при создании компонента системы автоматизации проектирования технологических процессов (САПР ТП) ремонта, являющихся неотъемлемым инструментарием на этапе эксплуатации автомобиля. Состав и структура видов обеспечений САПР ТП ремонта автомобиля зависит от методов принятия конструкторско-технологических решений и уровня экономической целесообразности достигаемого результата. Являясь ресурсной составляющей, при создании, функционировании и развитии САПР ТП ремонта узлов и агрегатов автомобиля, виды обеспечений образуют совокупности проектных процедур предназначенные для решения методических, организационных, информационных, математических, программных и технических задач.

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ существующих работ свидетельствует о масштабности исследований в области автоматизации проектирования технологических процессов (АПТП). Для выработки стратегии исследований при ОАП технологических процессов ремонта автомобилей требуется анализ закономерностей, взаимосвязей и методик проектирования.

Установленные на базе конкретной производственной ситуации и проявляющихся при определённых условиях закономерности и взаимосвязи между характеристиками объектов производства (ОП) и производственной среды (ПС) являются отражением влияния объективных и субъективных факторов на производственный процесс.

Методики автоматизации проектирования, приведенные в [1,3,4,5,6,9,10] основаны на методах ситуационного моделирования, распознавания образов и их количественной оценки, расчётно-аналитическом методе с многопараметрической оптимизацией и на методе формализованного проектирования, которые включают в себя следующие проектные процедуры:

- установление соотношений между исходной ситуацией и заданной целью;
- установление множества конструктивно-технологических контуров изделия на заданном технологическом базисе;
- распознавание ОП и количественная оценка его сложности;

- формирование оптимального процесса изготовления заданного ОП;
- формирование плана обработки ОП;
- определение расчётно-аналитических норм времени и режимов обработки;
- направленный поиск и принятие решений;
- документирование принятых решений.

Анализ методик проектирования в работах по АПТП позволил выделить широкий класс решаемых организационных, конструкторских, технологических и управленческих задач, которыми являются:

- диспетчеризация производства;
- моделирование процессов производства;
- синтез информационных моделей;
- создание языка формализованного описания технологических операций;
- разработки технологических процессов изготовления изделий различных классов и обработки различных видов поверхностей.

Обобщённый анализ публикаций по АПТП показал многообразие методик проектирования при решении конструкторско-технологических задач, что потребовало детального исследования методик проектирования и выработать критерии оценки по следующим классификационным признакам:

- по строению процесса проектирования;
- по функциональному назначению процесса проектирования;
- по принципу генерации решений;
- по стратегии проектирования;
- по цели проектирования.

Анализ последних достижений и публикаций в области АПТП и особенностей конструкции позволил сформулировать целевые задачи при создании САПР ТП ремонта узлов и агрегатов автомобиля, каковыми являются:

- определение области допустимых решений в пространстве решений;
- создание моделей объектов и процессов на всех стадиях проектирования;
- проектирование оптимальных технологических процессов, операций и переходов;
- минимизация технологической себестоимости ремонтных работ.

Анализ проектных процедур на различных стадиях и уровнях процессов проектирования в зависимости от целей проектной задачи, класса ОП и производственной ситуации позволил выделить наиболее приемлемые методы принятия конструкторско-технологических решений при ОАП технологических процессов ремонта автомобилей, каковыми являются:

- принятие решений на базе объектов-аналогов;
- синтез решений из элементарных типовых;
- принятие решений на базе комплексных объектов.

Цель и постановка задачи. Целью является постановка задач исследования объектов производства и производственной среды при ОАП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобилей. С позиций построения, функционирования и развития САПР ТП имеет системные компоненты, в качестве которых следует понимать:

- виды обеспечений САПР ТП, адаптированных к ОП и ПС;
- библиотеки проектных процедур ориентированные на виды ремонтных работ конструктивных элементов автомобиля;

- системи управління базами даних (СУБД) общего и специального назначения.

Интегрированная информационная среда как инструмент материально-технического обеспечения изделия на всех этапах «жизненного цикла» играет неограничиваемую роль в поддержании работоспособности и долговечности автомобилей, а следовательно разработка системных компонент должна выполняться с позиций строения, функционирования и развития.

Вопрос строения, функционирования и развития системных компонент САПР ТП ремонта узлов и агрегатов автомобиля в данной статье затрагивается концептуально, а основное внимание уделено методам принятия конструкторско-технологических решений и выявления закономерностей предопределения и следования, являющихся научной базой при разработке проектных процедур для решения прикладных задач.

Разработка информационных, математических, программных и технических видов обеспечений САПР ТП, адаптированных к ОП и ПС также требует дополнительных исследований и применения инструментальных методов выявления закономерностей таких как: методы информационного моделирования объектов, процессов и систем, а также методик накопления и статистической обработки информации, методов экспертных оценок и прогнозирования в развитии системных компонент.

Решение задачи. В качестве основных объектов исследований в данной статье являются методы принятия решений, базирующиеся на закономерностях предопределения и следования событий в реальной производственной ситуации, и которые служат основной системной компонентой для выработки стратегии при ОП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобиля в условиях интегрированной информационной среды.

На рис. 1. изображена классификационная схема методик проектирования при ОП технологических процессов, разработанная при исследовании МПР и моделировании объектов изготовления и производственных процессов.

Под событиями в реальной производственной ситуации понимается реализация бинарных и многополярных отношений между ОП и ПС в соответствии с технологическим алгоритмом, заложенным и осуществляемым в процессе ремонта. В результате проведенного анализа сформулированы характеристики проектной задачи при разработке системных компонент принятия решений на заданном технологическом базисе, которые определяют:

- уровень детализации проектной задачи;
- область применения проектных решений;
- атрибуты, с помощью которых осуществляется решение проектной задачи;
- технология принятия решения;
- условия применимости решений.

Логическая завершенность процесса проектирования определяется соответствием принятого решения целям проектирования. Достаточным условием завершенности процесса проектирования является пригодность принятого решения к дальнейшему применению. В качестве объектов проектирования выступают: технические системы и их элементы [7], автоматизированные системы и системы управления [3], технологические процессы изготовления и ремонта ОП [2], виды обеспечений САПР ТП [8, 9].

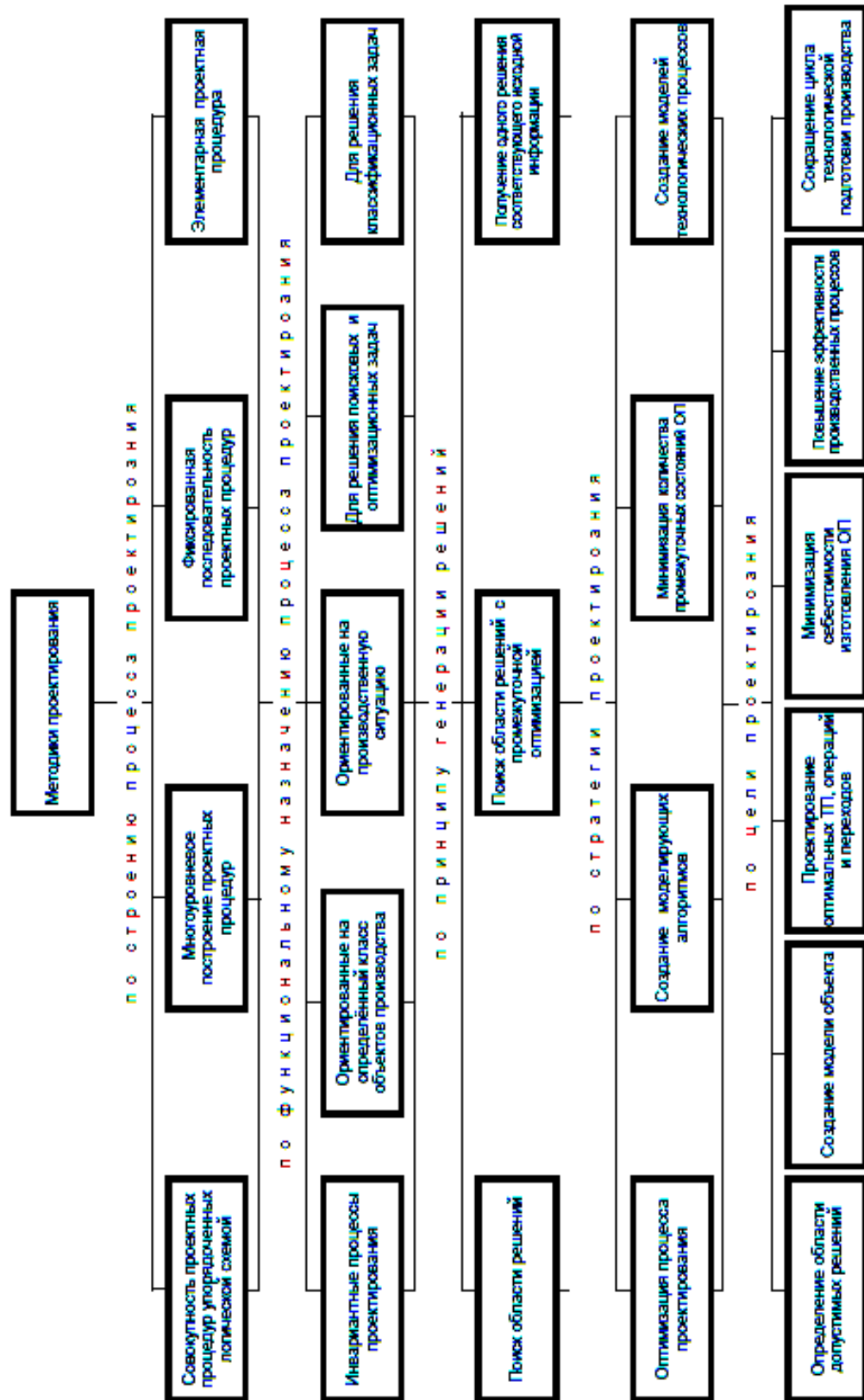


Рисунок 1 - Классификационная схема методик проектирования при ОАП технологических процессов

Классификация методик проектирования при ОАП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобиля позволила выделить два уровня детализации проектной задачи: комплекс проектных процедур, охватывающих все стадии формирования проектного решения упорядоченных логической схемой, отдельные проектные процедуры и операции.

В качестве наиболее приемлемых МПР при ОАП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобиля, исходя из конструктивных, структурных и функциональных характеристик установлены методы проектирования ТП на базе:

- объектов - аналогов;
- объектов синтезированных из элементарных типовых;
- комплексных объектов.

В качестве объектов разработки и исследования при реализации МПР на базе аналогов выступают: объекты-аналоги, их информационные модели, структура, способы хранения и представления данных в интегрированной информационной среде. Атрибутами метода являются единая информационная среда, в виде совокупности реальных ОП и ПС, библиотека аналогов и производственных объектов. Преобразование объектов-аналогов в ТП ремонта реальных объектов осуществляется совокупностью проектных процедур упорядоченных логической схемой в виде функционала целевой задачи;

$$ТПА = F(PO(A \sim P), П1, П2, \dots, Пn), \quad (1)$$

где: $PO(A \sim P)$ – формализованное представление логической операции;

$П1, П2, \dots, Пn$ – подмножество проектных процедур.

Функциональная схема проектирования ТП на базе аналогов представлен на рис. 2.

Для реализации МПР на базе элементарных типовых в качестве атрибутов метода выступают: множество типовых элементов, комплектующие изделия, объекты ПС и технологические справочники оборудования и средств оснащения.

Технология принятия решений с применением МПР на базе типовых характеризуется большим объёмом подготовительных работ по созданию атрибутов, с помощью которых осуществляется решение проектной задачи.

Проектные процедуры метода ориентированы на решение задачи синтеза объектов из элементарных типовых по специальному алгоритму, основой которого являются закономерности, характеризующие выбранную конструкцию.

Процедуры проектирования ТП на базе элементарных типовых элементов пошагово решают задачи: синтеза технологического объекта и маршрутного ряда операций по его обработке или ремонту с последующим содержательным насыщением.

Функционал целевой задачи применительно к рассматриваемому методу можно записать в виде:

$$ТПТ = F(PO(\sum Ti). П1, П2, \dots, Пn), \quad (2)$$

где $PO(\sum Ti)$ – формализованное представление маршрутного ряда операций;

$П1, П2, \dots, Пn$ – подмножество проектных процедур.

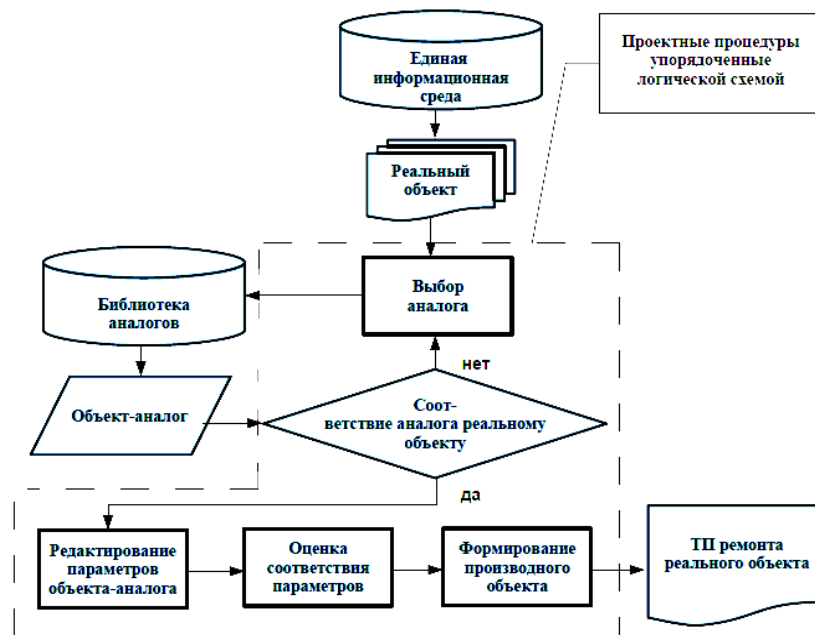


Рисунок 2 - Функциональная схема проектирования ТП на базе аналогов.

Функциональная схема проектирования ТП на базе элементарных типовых элементов приведена на рис. 3.

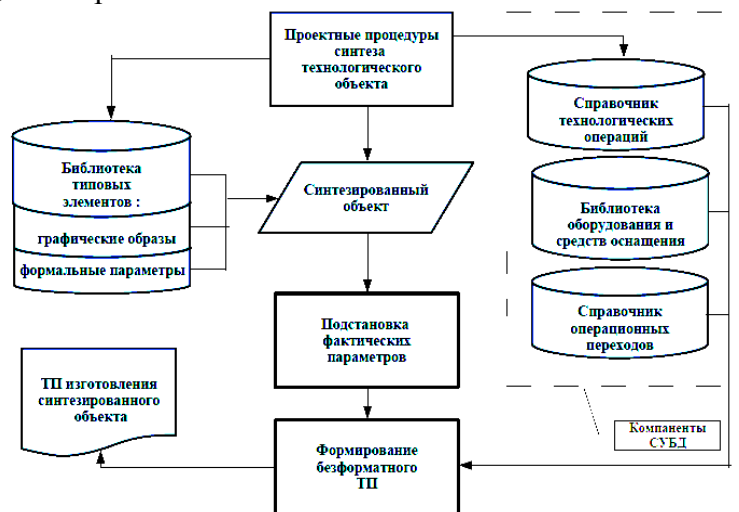


Рисунок 3 - Функциональная схема проектирования ТП на базе элементарных типовых элементов

Развитие метода без ущерба для функциональности осуществляется путём увеличения объёмов нормативно-справочной информации (НСИ) с одновременной поддержкой функций по управляемости компонентами СУБД применяемой в приделах действующего информационного пространства.

Развитие функциональности метода в сложившейся информационной инфраструктуре достигается разработкой новых методов синтеза технологических объектов и расширением номенклатуры библиотеки типовых элементов.

Основным атрибутом метода проектирования ТП на базе комплексных объектов является библиотека технологических классов, компонентами которой служат комплексные детали и ТП ремонта узлов и агрегатов автомобилей специально разработанные технологами предприятий автомобильного транспорта.

Комплексный ТП, как компонент метода представляет собой списочную структуру, в состав которой входят последовательности операций и переходов сгруппированные по технологическому признаку в соответствии с маршрутом обработки или ремонта деталей, узлов и агрегатов автомобиля. Любой группе технологических операций комплексного ТП соответствует код конструктивного элемента, каковыми для детали являются элементарная поверхность или комплекс обрабатываемых поверхностей, а для узла или агрегата это – технологические или конструктивные сборочные единицы (СЕ). Технология метода проектирования ТП на базе комплексных объектов состоит в формировании кодовых последовательностей, в пределах выбранного технологического класса, и групповых рядов технологических операций из состава комплексного ТП.

Функционал целевой задачи применительно к данному методу проектирования ТП можно представить в виде:

$$ТПК = F(KO1, KO2, ..., KO_n), \quad (3)$$

где $(KO1, KO2, ..., KO_n)$ – последовательность кодовых комбинаций технологических операций комплексного ТП.

Функциональная схема проектирования ТП на базе комплексных объектов приведена на рис. 4. Процедура выбора технологического класса из библиотеки осуществляется в интерактивном режиме по специально разработанному сценарию, ориентированному и учитывающему особенности ОП и ПС, представленные в виде значений классификационных признаков объединяющие детали, узлы и агрегаты в группы, именуемые комплексными объектами.

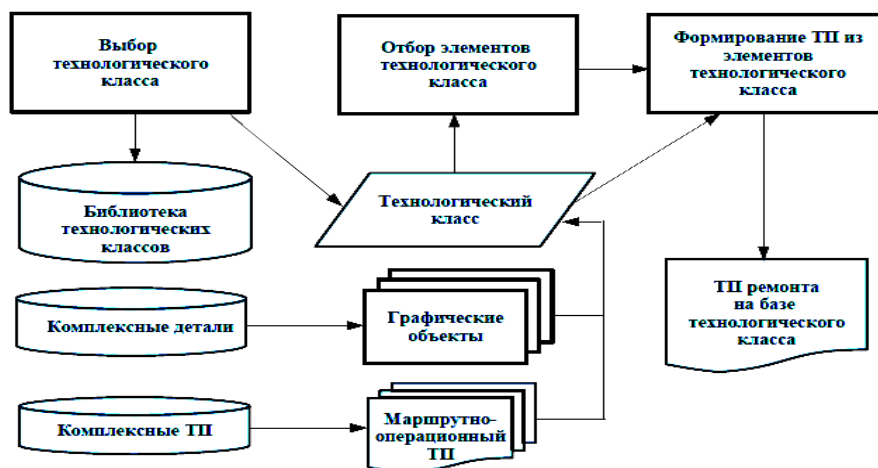


Рисунок 4 - Функциональная схема проектирования ТП на базе комплексных объектов

Выводы

1. Анализ публикаций в области АПТП свидетельствует о масштабности исследований проводимых при ОАП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобиля.
2. Разработка системной методологии принятия конструкторско-технологических решений при ОАП технологических процессов ремонта узлов и агрегатов автомобиля в условиях интегрированного информационного пространства является основополагающей концепцией при создании видов обеспечений САПР технологических процессов.
3. Развитие САПР ТП просматривается как процесс применения методов автоматизированного проектирования к обновляемому подмножеству классов исследуемых объектов посредством разработки функциональных компонент видов обеспечений САПР и проектных процедур, инвариантных к объекту проектирования.
4. Источником выявления закономерностей при ОАП технологических процессов ремонта являются методы и средства информационного моделирования, статистическая обработка и накопление информации об отказах и неисправностях узлов и агрегатов автомобиля.

Список литературы: 1. Горанский Г.К. и др. Проектирование на ЭВМ типовых технологических процессов. Учебное пособие по курсу «Основы разработки автоматизированных систем технологической подготовки производства в машиностроении». Часть 1. Челябинск, 1977. 2. Гильмутдинов Ш.А. Системы автоматизации проектирования. Состояние на предприятии и перспективы развития. Научно-технический сборник. Том второй «Производство, организация и технология. Ремонт и эксплуатация. Опыт создания и перспективы развития». – Николаев: НПКГ «Зоря» - «Машпроект», НО ИАУ, 2004. С. 115-119. 3. Капустин Н.М Математическое моделирование технологических объектов и процессов. М.: Изд-во МГОУ, 2003г. 4. Кузнецов Л.А., Шматова Е.Л. Выявление и описание закономерностей принятия решений при автоматизированном проектировании маршрутных технологических процессов. В сб. «Вопросы судостроения». Серия «Технология и организация производства судового машиностроения». Выпуск 27, ЦНИИ «Румб», 1981. С. 96-106. 5. Кондаков А.И. САПР технологических процессов: Учебник для студ. высш. учеб. заведений М.: Издательский центр «Академия», 2007, 272с. 6. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: Учеб. для вузов М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 7. Павлов В.В. Об использовании математических моделей системы ИСКРА при синтезе новых технических решений. В сб. «Автоматизация проектирования в машиностроении». г. Горький, 1978. с. 81-88. 8. Советов Б.Я., Цехановский В.В. Информационные технологии. М.: Высшая школа, 2005. 9. Старец А.С. Опыт разработки и внедрения системы автоматизации технологического проектирования на предприятиях с серийным характером производства. Общество «Знание» УССР, г. Киев. 1983. 10. Цветков В.Д. Методы автоматизации проектирования технологических процессов // ЭВМ в проектировании и производстве. Л.: Машиностроение, 1983.

УДК 629.083:621- 113

НАЗАРОВ В.І., инж., ХНАДУ

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Определена аналитическая зависимость и вид кривой, которая ограничивает зону безопасности водителя и пассажиров в горизонтальной плоскости легкового автомобиля, и закономерность ее изменения при эксплуатации.

Постановка проблеми. Велика частина легкових автомобілів, експлуатованих на дорогах України, мають гальмівні системи, не обладнані засобами контролю процесу гальмування. На деяких моделях легкових автомобілів були встановлені заводом-виготівником регулятори гальмівних сил, що мають механічний зв'язок з підвіскою, але за певний період експлуатації вони із-за зносу, як правило, або розрегулювались, або не діють взагалі. До того ж використовувані регулятори гальмівних сил працюють за різними законами регулювання гальмівних сил між осями автомобіля (обмежувачі, компенсатори), метою яких є збереження курсової стійкості руху при гальмуваннях. Введення в гальмівні контури автомобіля таких регуляторів призводить до значного зниження ефективності гальмування в порівнянні з електронними системами контролю процесу гальмування (АБС) [1]. Проте, устаткування гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, різними АБС в даний момент є технічно складно здійснимим завданням і тому економічно не доцільним.

Отже, установка під час експлуатації на легкових автомобілях, не обладнаних електронними системами контролю процесу гальмування, механічних регуляторів гальмівних сил, що мають прогресивну характеристику (що змінюють приводний тиск від реакції на колеса), високу функціональну стабільність і відносну дешевизну у виробництві, є економічно доцільною і технічно можливою, а також однією з умов забезпечення безпеки використання таких автомобілів на дорогах України.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Конструктивне ускладнення сучасних гідравлічних гальмівних систем легкових автомобілів пов'язане з прагненням задовольнити вимоги по надійності і безпеці руху. Причому, вимоги до ефективності гальмівних систем постійно зростають.

Розглядаючи процес руху легкового автомобіля на горизонтальних ділянках доріг без поперечного ухилу, як всередині міського циклу, так і поза ним, як розгін-гальмування, можна встановити, що для забезпечення безпеки руху важливу, а іноді і головну роль, відіграє його завершальна стадія - гальмування. При чому, самі гальмування складаються із службових і екстрених, в якому останні виконуються з найбільшою ефективністю.

Згідно з [2] при екстреному гальмуванні робочою системою автотранспортних засобів категорії М1 на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим цементно- або асфальтобетонним покриттям при швидкості транспортного засобу на початку гальмування 40 км/год. значення гальмівного шляху і сталого уповільнення повинні складати відповідно не більше 14,7 м і не менше 7 м/с². При цьому вимогами справжніх Правил дорожнього руху при випробуваннях за визначенням ефективності гальмування встановлюється граничний кут розвороту автотранспортних засобів рівний 8°, при чому автомобіль не повинен займати смугу руху більше 3,5 м [3].

Виконання вказаних вимог залежить від можливостей гальмівної системи по

реалізації зчіпної ваги автомобіля при екстреному гальмуванні, а також стабільності її елементів. Проте ці вимоги торкаються тільки гальмівної системи легкового автомобіля, як виконавчого механізму, і не враховують вплив параметрів гальмування на стан водія і пасажирів, на яких здійснюють вплив вимушені механічні коливання (вібрації), що виникають в горизонтальній площині автомобіля, про що піде мова далі.

Залежність біологічної дії на організм людини частоти і амплітуди таких коливань різна. Згідно з [4] вони здійснюють небезпечну дію на організм людини, викликають різке стомлення, зміну нервової і серцево-судинної систем. Отже, для створення комфортних і безпечних умов водієві та пасажирам під час гальмування необхідно вагові, геометричні параметри автомобіля погоджувати з параметрами гальмування так, щоб понизити до мінімуму або уникнути взагалі резонансного явища. Тоді повинна існувати деяка область - зона безпеки, визначувана як поверхня, отримана обертанням відповідною кривою відносно осі, перпендикулярної даній площині, знаходячись в якій водій і пасажир почували б себе комфортно і безпечно. Проте аналітична залежність кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів, при експлуатації на даний момент не відома і не досліджена.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою роботи є визначення аналітичної залежності й виду кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів в горизонтальній площині легкового автомобіля, при екстреному гальмуванні.

Задачами дослідження є: на підставі створеної математичної моделі [5] руху легкового автомобіля при екстреному гальмуванні робочою системою отримати залежність, що описує зміну кута відхилення подовжньої осі автомобіля в горизонтальній площині; провести аналіз системи рівнянь для встановлення виду кривої та поверхні, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів.

Основний матеріал дослідження. Модельований рух легкового автомобіля в горизонтальній площині при екстреному гальмуванні робочою гальмівною системою розглядається на відміну від класичної схеми гальмування з припущенням, що центр мас (точка С) автомобіля і його миттєвий центр обертання (точка Р) не співпадають та не знаходяться в подовжній площині автомобіля (рис. 1).

Рівняння обертального руху автомобіля в горизонтальній площині відносно вертикальної осі Z, що проходить через миттєвий центр обертання - точку Р (см. рис. 1), при екстреному гальмуванні встановлено в [5]

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot [\beta \cdot K_1 + (1 - \beta) \cdot K_2 + K_3], \quad (1)$$

де K_1 , K_2 , K_3 - коефіцієнти, що зв'язують коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею, кути бічного уводу коліс і координати миттєвого центру обертання автомобіля з кутом відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху в початковий момент гальмування;

J_{zp} - момент інерції перетину автомобіля в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання (точка Р);

ω - кут відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху;

β - коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля;

M - маса автомобіля.

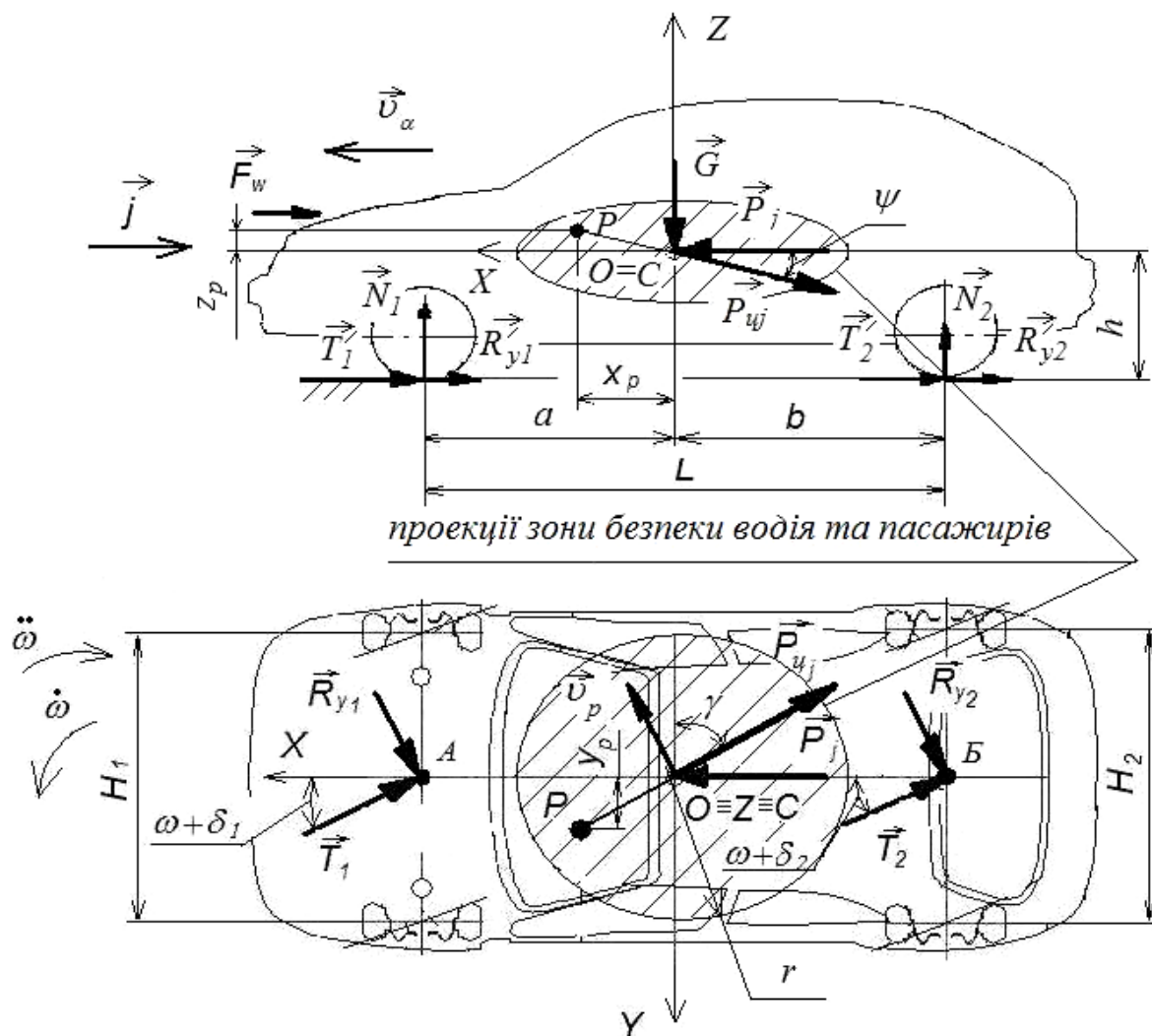


Рисунок 1 - Схема розташування зони безпеки

Аналіз рівняння (1) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від величини початкового кута відхилення, координат розташування центру мас і миттєвого центру обертання в горизонтальній площині, кутів бічного уводу коліс обох осей, моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, аеродинамічних показників, маси і початкової швидкості гальмування автомобіля. Оскільки змінними є: кут відхилення подовжньої осі автомобіля, координати розташування миттєвого центру обертання та коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, то для вирішення рівняння (1) необхідно мати ще чотири рівняння. Таким чином, слід отримати систему диференціальних рівнянь, рішенням якої буде шукана аналітична залежність кривої, обмежуючої зону безпеки водія і пасажирів.

Перше диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши суму моментів відносно точки А (див. рис. 1),

$$M_{Jzp} + P_{uj} \cdot a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \psi + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) \cdot L - R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) \cdot L = 0, \quad (2)$$

де M_{Jzp} - момент інерції автомобіля в горизонтальній площині;

$$P_{uj} = M \cdot \frac{g_p^2}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}} - \text{відцентрова сила інерції, діюча на автомобіль при обертанні}$$

відносно точки Р;

$$T_2 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{a - \varphi \cdot h}{L} - \text{гальмівна сила, що реалізовується на задній осі}$$

автомобіля;

$$g_p = \frac{d\omega}{dt} \cdot \sqrt{x_p^2 + y_p^2} - \text{обертальна швидкість автомобіля навколо точки Р;}$$

$$\cos \gamma = \frac{y_p}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}} - \text{косинус кута між проекцією відцентрової сили інерції на}$$

площину XOY та її віссю Y;

$$\cos \psi = \frac{x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} - \text{косинус кута між напрямом відцентрової сили інерції і}$$

площиною XOY;

$$R_{y2} = M \cdot g \cdot f \frac{a - \varphi \cdot h}{L} - \text{бічна реакція, що реалізовується на задній осі}$$

автомобіля;

f - питома гальмівна сила, що реалізовується в бічному напрямі колеса;

φ - коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

h - висота розташування центру мас автомобіля;

L - подовжня база автомобіля;

y_p, x_p - координати миттєвого центру обертання автомобіля на горизонтальній проекції;

δ_1, δ_2 - кути уводу коліс відповідно на передній і задній осі.

Після підстановки вище поданих залежностей в рівняння (2) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} + \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{M}{J_{zp}} \cdot \frac{a \cdot y_p \cdot x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot (a - \varphi \cdot h) \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2)]. \quad (3)$$

Аналіз рівняння (3) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі і початкової кутової швидкості її відхилення, координат центру мас автомобіля і миттєвого центру обертання, кута бічного уводу коліс задньої осі, маси і моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий

центр обертання.

Друге диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівновагу автомобіля відносно точки Б (див. рис. 1), у вигляді

$$M_{Jzp} + R_{y1} \cdot L \cdot \cos(\omega + \delta_1) - P_{uj} \cdot b \cdot \cos \gamma \cdot \cos \psi - T_1 \cdot L \cdot \sin(\omega + \delta_1) = 0, \quad (4)$$

де R_{y1} - бічна реакція, що реалізовується на колесах передньої осі автомобіля;

$T_1 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{b + \varphi \cdot h}{L}$ - гальмівна сила, що реалізовується на передній осі автомобіля.

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (4) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} - \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{M}{J_{zp}} \cdot \frac{b \cdot y_p \cdot x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot (b + \varphi \cdot h) \cdot [\varphi \cdot \sin(\omega + \delta_1) - f \cdot \cos(\omega + \delta_1)]. \quad (5)$$

Аналіз рівняння (5) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення й початкової кутової швидкості відхилення, координат центру мас і миттєвого центру обертання автомобіля, кута бічного уводу коліс передньої осі, маси і моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання.

Третє диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівність суми проекцій усіх сил на вісь Х (див. рис. 1), у виді

$$\begin{aligned} & -R_{y1} \cdot \sin(\omega + \delta_1) - T_1 \cdot \cos(\omega + \delta_1) - F_w - P_{uj} \cdot \cos \psi \cdot \sin \gamma - \\ & -R_{y2} \cdot \sin(\omega + \delta_2) - T_2 \cdot \cos(\omega + \delta_2) + P_j = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де P_j - сила інерції автомобіля;

$\sin \gamma = \frac{x_p}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}}$ - синус кута між проекцією відцентрової сили інерції на

площину XOY та віссю Y.

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (6) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{x_p^2}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = j - g \cdot \left[\frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot (f \cdot \sin(\omega + \delta_1) + \varphi \cdot \cos(\omega + \delta_1)) + \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot (f \cdot \sin(\omega + \delta_2) + \varphi \cdot \cos(\omega + \delta_2)) \right] - \frac{F_w}{M}, \quad (7)$$

де j - уповільнення автомобіля, що реалізовується, в даних умовах

гальмування;

$F_w = 0,5C_w \cdot \rho_b \cdot S_p \cdot g_a^2$ - сила аеродинамічного опору повітря, що залежить від коефіцієнта аеродинамічного опору автомобіля, густини повітря, площі лобового опору автомобіля та початкової швидкості гальмування.

Аналіз рівняння (7) показує, що кутова швидкість обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі автомобіля, кутів бічного уводу коліс передньої і задньої осей, координат центру мас автомобіля й миттєвого центру обертання, коефіцієнта зчеплення, що реалізовується, величини уповільнення, що реалізовується, аеродинамічних показників, маси і початкової швидкості гальмування автомобіля.

Четверте диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши рівність суми проекцій усіх сил на вісь Y (див. рис. 1), у вигляді

$$R_{y1} \cdot \cos(\omega + \delta_1) - T_1 \cdot \sin(\omega + \delta_1) + R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) - T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) - P_{\psi} \cdot \cos \psi \cdot \cos \gamma = 0. \quad (8)$$

Після підстановки відповідних залежностей в рівняння (8) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{y_p \cdot x_p}{g \cdot \sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_1) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_1)] + \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2)] \quad (9)$$

Аналіз рівняння (9) показує, що кутова швидкість обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі автомобіля, кутів бічного уводу коліс передньої і задньої осей, координат центру мас автомобіля й миттєвого центру обертання, коефіцієнта зчеплення, що реалізовується.

Обґрунтування одержаних наукових результатів. Система диференціальних рівнянь, отримана з рівнянь (1), (3), (5), (7) і (9), є складною аналітичною залежністю, рішенням якої є закономірність зміни відхилення подовжньої осі автомобіля при екстреному гальмуванні автомобіля при даних вагових, конструктивних і аеродинамічних параметрах в даних умовах гальмування та при певному законі розподілу гальмівних сил між осями.

Визначивши $\left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2$ з диференціального рівняння (9) і підставивши по черзі в

(3), (5) і (7), вирішуючи спільно котрі, знаходимо параметри: $\frac{d^2\omega}{dt^2}$ - кутове уповільнення обертання подовжньої осі в горизонтальній площині автомобіля; x_p -

координату миттєвого центру обертання по осі X ; y_p - координату миттєвого центру обертання по осі Y ; z_p - координату миттєвого центру обертання по осі Z . Підставляючи знайдені аргументи в рівняння (1) і вирішуючи відносно ω , знаходимо шукану залежність зміни кута відхилення подовжньої осі автомобіля в горизонтальній площині.

Враховуючи, що кутова швидкість відхилення подовжньої осі автомобіля прямо пропорційна частоті відхилення, можна судити про вид кривої, яка обмежує зону безпеки водія і пасажирів. Аналіз системи диференціальних рівнянь показує, що рішенням у результаті є залежність, що описує криву у вигляді логарифмічного секанса. Обмежуючи її по координаті $[\omega] = 8^\circ$ та обертаючи, отриманий таким чином сектор навколо осі Z , перпендикулярної горизонтальній площині автомобіля, отримаємо деяку поверхню обертання, яка обмежуватиме зону безпеки водія й пасажирів: на горизонтальній проекції - у вигляді круга радіусом r і у вигляді "еліпса", - на фронтальній (відповідно на профільній) проекціях (див. рис. 1). При чому координати точок $X_{[\omega]} = Y_{[\omega]} = r$ і $Z_{[\omega]} = f([\omega])$ відповідають граничному значенню кута (частоти) відхилення подовжньої осі легкового автомобіля, обмеженому [3] (рис. 2).

Аналіз диференціального рівняння (1) показує, що розміри зони безпеки водія і пасажирів автомобіля під час експлуатації у випадках екстрених гальмувань залежать від координат центру мас і положення його миттєвого центру обертання, а також від коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Для забезпечення безпечного руху легкових автомобілів, гальмівні системи яких не обладнані АБС та які знаходяться в експлуатації, доцільним і технічно можливим є коригування порогу частоти (кута) відхилення подовжньої осі автомобіля коефіцієнтом β розподілу гальмівних сил між осями, тобто введенням в гальмівні контури регуляторів гальмівних сил між осями з прогресивною характеристикою.

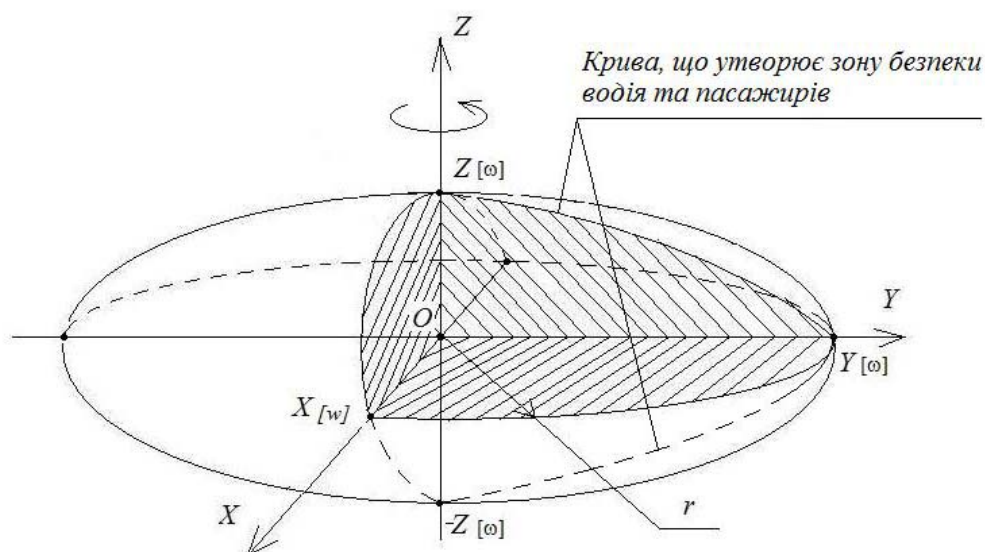


Рисунок 2 - Об'ємне зображення зони безпеки

Висновки

Отримано диференціальне рівняння динаміки відхилення подовжньої осі легкового автомобіля в горизонтальній площині в експлуатації при екстрених гальмуваннях, що враховує координати центру мас і миттєвого центру обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями. Вказані параметри впливають на розміри зони безпеки водія й пасажирів, яка в тривимірному просторі є поверхнею обертання, що утворюється при обертанні кривою логарифмічного секанса, навколо деякої прямої, що проходить через точку граничного значення кута відхилення подовжньої осі автомобіля.

Перспективами подальших наукових досліджень в даному напрямку є аналіз динаміки відхилення осі автомобіля в його подовжній та поперечній площинах.

Для забезпечення безпечного руху легкових автомобілів в умовах екстрених гальмувань в експлуатації технічно можливим є коригування величини кута відхилення подовжньої осі (порогу частоти коливань) автомобіля коефіцієнтом β розподілу гальмівних сил між осями (законом розподілу гальмівних сил). Це можливо при введенні в гальмівні контури легкових автомобілів регуляторів гальмівних сил між осями з прогресивною характеристикою, що забезпечують граничне значення гальмівної сили на колесах, відповідне їх вертикальним реакціям.

Список літератури: 1. *Гуревич Л.В.* Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. - М.: Транспорт, 1978. - 152 с. 2. Тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 22895-77. - [Введен с 1981-01-01]. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 15 с. 3. Правила дорожного движения: введены в действие с 1 мая 1994 г. / Научно-исследовательский центр безопасности дорожного движения МВД Украины и ГУГАИ МВД Украины. - К.: Издательский Дом Третий Рим, 2007. - 48 с. - (Извлечения из нормативных документов и актов Украины, действующих в сфере дорожного движения) 4. Охрана труда на автотранспортных предприятиях: справочник / [Салов А.И., Дудлер Г.Б., Розен З.В. и др.]; под ред. А.И. Салова.- М.: Транспорт, 1976.- 248 с. 5. *Подригало М.А.* Повышение безопасности эксплуатации легковых автомобилей после ремонта: [Сборник научных трудов] / М.А. Подригало, В.И. Назаров. // - Вестник НТУ «ХПИ».- 2010.- №1.- с. 86-95. - (Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»).

УДК 001.817(094)

МИГАЛЬ В.Д., д.т.н., проф., ХНАДУ

**МОДЕЛЬ СИСТЕМНОГО УЧЕБНИКА ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА АВТОМОБИЛЯ»**

Розглянуті сучасні вимоги до діагностування автомобілів на всіх стадіях життєвого циклу. Запропонована структурна модель і зміст підручника, який складається з восьми частин.

Введение. Техническая диагностика является одним из важнейших средств управления надежностью технических объектов. И в этом смысле техническая диагностика – это прикладная наука. С другой стороны, действительность такова, что техническая диагностика является относительно самостоятельной областью знания со специфическим объектом исследования и со своими задачами. Следовательно, это – теоретическая наука.

Как теоретическая наука техническая диагностика должна иметь собственную теорию, систему понятий и задач. Известно, что определить основные понятия частной науки (категории частной науки) в рамках данной науки нельзя. Для этого необходимо привлечь известные понятия метонауки, в качестве которых в данном случае могут быть понятия теории надежности, теории управления, философии.

Рост роли и значения технической диагностики связан общим техническим развитием: усложнением технических систем, необходимостью обеспечения технической и экологической безопасности этих систем, снижения степени опасности и тяжести последствий аварий и катастроф. Развитие измерительной техники и информационных технологий позволяет более успешно решать задачи глобализации, развитие контроля и диагностирования транспортных средств.

При глобализации методов и средств технического контроля и диагностики транспортных средств главным остается дальнейшая интеллектуализация диагностики качества проектирования, изготовления и доводки агрегатов и машины в целом, переход на обязательное определение остаточного ресурса и рисков эксплуатации, технической и экологической опасности машин, минимизации влияния обслуживающего персонала на принятие конечного решения.

Очевидно, что достижение этих требований невозможно без знания причин и типов дефектов материалов, проектирования и изготовления, эксплуатационных неисправностей, диагностических параметров и признаков технического состояния машин, методов и средств применения информационных технологий.

Поэтому в настоящее время техническую диагностику следует рассматривать не отдельным разделом общей теории надежности, кибернетики и технического обслуживания машин, а отдельной дисциплиной. Такое направление и декларация целей должна составлять основу развития высшего образования, стратегией формирования глобального порядка обеспечения знаний, новых направлений профессиональной подготовки специалистов высшего образования.

Состояние развития диагностики автомобилей. Диагностика машин вначале относилась к измерениям. Проектирование диагностического обеспечения машин ранее условно разделяли на два этапа. Проектировщики ставили задачу создания конструкции с заданными функциональными требованиями, а эксплуатационщики решали вопросы их технического обслуживания и диагностирования. Это объясняется

тем, что техника была несложной, а техническое обслуживание и диагностирование выполнялось простыми методами и средствами.

При таком подходе не всегда оказывалось возможным на стадии эксплуатации обеспечить требуемый уровень контролепригодности конструкции машин, что существенно снижало эффективность диагностирования.

Но, по мере усложнения конструкции, увеличения парка транспортных машин, ужесточения требований к безопасности и надежности, роль диагностики возрастала. Сейчас уже недостаточно оценивать техническое состояние проектируемых транспортных машин только по результатам их испытаний на соответствие заданным техническим характеристикам.

Современная теория и практика создания транспортных машин требует решать вопросы диагностического обеспечения всего жизненного цикла на стадии проектирования. Целью технической диагностики на стадии проектирования является создание машин заданной технической и экологической надежности, ресурса и конкурентоспособности, обеспечения технологической надежности стадии изготовления и диагностирования проектных параметров машин на стадии эксплуатации. При этом в первую очередь решаются задачи диагностического обеспечения качества проектирования. Технический уровень оптимизации проектируемых машин определяется уровнем диагностического обеспечения качества изготовления, производственной и эксплуатационной доводки механических и диагностических систем. Такой подход позволяет обеспечить высокую проектную надежность и ресурс всех систем машины. Диагностика позволяет значительно сократить объем и трудоемкость доводки проектируемых машин. Своевременное обнаружение и устранение дефектов и неисправностей на стадии доводки позволяет увеличить периодичность и минимизировать объем технического обслуживания машин в эксплуатации.

Однако проблема проектного диагностического обеспечения многих транспортных машин в такой постановке еще не решена, о чем свидетельствуют многочисленные доработки серийно выпускаемых автомобилей передовыми фирмами.

Наиболее сложными исследованиями в теоретической области диагностики машин являются системы определения контролепригодности объекта, закономерностей проявления и изменения технического состояния, алгоритмов, программ, диагностических параметров и их предельных значений, методов и средств измерения диагностических параметров и прогнозирования остаточного ресурса.

Соответственно существенно повысились требования к подготовке инженеров-конструкторов, технологов, специалистов служб ремонта и эксплуатации, по системному диагностическому обеспечению качества проектирования, проектного диагностического обеспечения качества изготовления и эксплуатации машин. Важную роль в формировании квалификации специалистов играет наличие соответствующих учебников высокого теоретического и практического уровня.

Курс лекций по технической диагностике автомобилей в учебных заведениях читается по индивидуальным рабочим программам и только на кафедрах эксплуатации машин.

Существующие учебники по технической диагностике автомобилей, изданные до 2000 года, существенно устарели. В последних изданиях учебников вопросы диагностики размещены в сокращенном виде в учебниках по техническому обслуживанию и эксплуатации автомобилей. Следует также признать, что в учебниках и технической документации к автомобилям искажают понимание

многих терминов, например, «дефект» и «неисправность», «контроль» и «диагностика», «самоконтроль» и «самодиагностика», «виброизолятор» и «амортизатор». Это дезинформирует специалистов, вносит серьезную путаницу в сферу профессионального обучения студентов. Технические термины и их определения формируют смысловое понимание специалистами сущности своей деятельности и сферу их профессионального общения. И вряд ли при неправильном понимании терминов можно рассчитывать на успешное составление инструкции по эксплуатации или решения другой поставленной задачи диагностирования.

Основными понятиями технической диагностики являются объект диагностирования, дефект и неисправность, параметры диагностирования, методы диагностирования, средства диагностирования, диагностическая задача, диагностическая модель, техническое состояние, система диагностирования. Уровень знаний этих понятий по всем системам машин определяет квалификацию специалиста. Но фактически в учебниках по профессиональному обучению специалистов автомобильного хозяйства такая информация не предоставляется или крайне ограничена информацией о некоторых стандартных терминах.

Цель работы. Разработка системного учебника по контролю и диагностированию автомобиля, в котором на основе системного подхода осветить теоретические и практические задачи диагностирования машин на всех стадиях их жизненного цикла, что позволит представлять студентам глубокие знания для решения теоретических и практических задач в их практической деятельности.

Решение задачи. Для реализации системного подхода к созданию учебника по диагностическому обеспечению машин в жизненном цикле автор изменил привычную структуру книг по диагностике и представил систематизированный теоретический и практический материал в восьми книгах (рис. 1). Теоретические основы диагностики рассмотрены в первых пяти книгах (1...5, рис. 1).

Действительно высокий уровень проектного диагностического обеспечения можно обеспечить на базе глубоких знаний теоретических основ диагностики (1...4, рис. 1) и передовых технологий обеспечения технической и экологической безопасности (6...7, рис. 1). Поэтому в учебниках 5...7 показаны требования, методы и задачи технической диагностики по проектному обеспечению контролепригодности, технической и экологической надежности, качества доводки, изготовления и эксплуатации автомобилей, принципы моделирования и проектирования интеллектуальных систем диагностирования машин. В книгах 6, 7 отражены не только технические и экологические требования и методы их проектного обеспечения на стадии проектирования, но и допустимые изменения их при эксплуатации автомобилей.

Высокую квалификацию специалиста-диагноста и обслуживающего персонала, необходимую для сохранения проектного технического состояния автомобиля, невозможно получить без теоретических знаний (1...4, рис. 1), знания конструкции и закономерностей изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации (5...7). Поэтому в учебнике 8 (см. рис. 1) рассмотрен большой комплекс эксплуатационных задач технической диагностики, методы и средства их решения. В первом разделе книги (8) изложены причины и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации. Далее рассмотрены виды типичных неисправностей и их диагностические параметры, методы и средства диагностирования двигателя, трансмиссии, рулевого управления, ходовой

части, подвески, электрических и электронных систем управления автомобилем. Большое внимание уделено практике диагностирования автомобилей органами чувств человека. В последнем разделе книги рассмотрены методы прогнозирования технического состояния агрегатов автомобиля в эксплуатации.

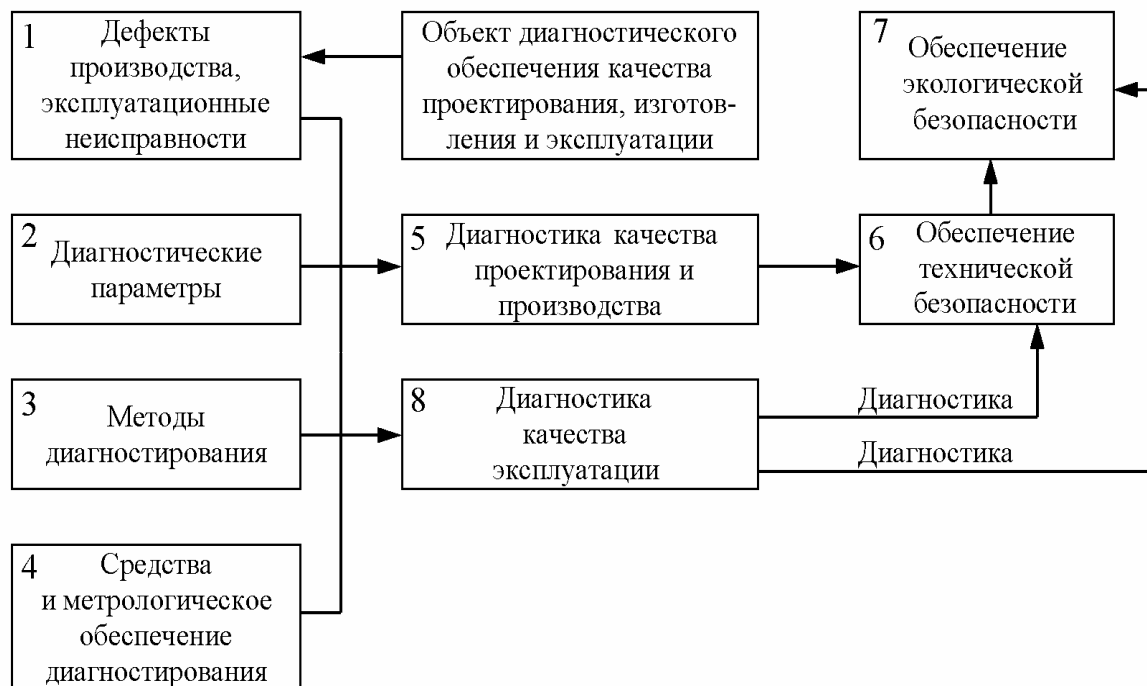


Рисунок 1 – Предметы технической диагностики автомобилей

Для подготовки специалистов высокой квалификации и удовлетворения повышенного интереса студентов к технической диагностике в учебнике (8) представлен значительно больший объем материала, чем этого предусмотрено существующими рабочими и учебными программами по технической диагностике автомобилей в технических университетах по профессиональному направлению «Автомобильный транспорт».

Схема организации по кафедрам лекционного курса для представления студентам системных знаний по дисциплине «Техническая диагностика автомобилей» показана на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что для диагностического обеспечения качества проектирования, изготовления и эксплуатации создаваемых современных средств транспорта необходимы глубокие знания по дисциплинам 1...8, рис. 1. А для этого необходимо написать эти учебники. Существенно возрастает объем лекционных часов по каждой кафедре (см. рис. 2): по кафедре технологии машиностроения и ремонта и кафедре двигателей – минимум на 56 часов, по кафедре автомобилей и тракторов, кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей – минимум на 112 лекционных часов.

Создание системного учебника по технической диагностике автомобилей создает возможности для самостоятельной работы студентов, позволит представлять студентам глубокие знания для решения теоретических и практических задач диагностики автомобилей, обеспечит высокую конкурентоспособность автомобильных фреттингов университетов.



Рисунок 2 – Схема организации лекционного курса

Выводы

1. Обосновано, что техническая диагностика автомобилей является практической и теоретической наукой с относительно самостоятельной областью системных знаний.
2. Рост роли и значения технической диагностики в повышении качества проектирования и технического обслуживания автомобилей максимально проявляется при диагностическом обеспечении всех стадий их жизненного цикла.
3. Разработана структурная модель и содержание системного учебника по дисциплине «Техническая диагностика автомобилей», в котором на основе системного подхода освещены теоретические и практические вопросы диагностирования автомобилей в их жизненном цикле, что позволяет представлять студентам глубокие знания для подготовки специалистов высокой квалификации.
4. Структура и содержание разработанного учебника позволяет составить рабочие программы высокого методического уровня подготовки специалистов, обеспечивающие конкурентоспособность кафедр автомобильных факультетов университетов.

УДК 001.817(094)

МИГАЛЬ В.Д., д.т.н., проф., ХНАДУ

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПОСТАНОВКИ НАУКОВОЇ ЗАДАЧІ ТА ОЦІНКИ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Рассмотрены требования ВАК по постановке научной задачи и оценке результатов диссертационных исследований. Разработана структура и взаимосвязь их основных составляющих. Расширены требования к формулированию цели работы. Приведены основные ключевые слова для изложения результатов научных исследований.

Вступ. Постановка задачі в дисертаційних роботах є одним із найважливіших етапів наукового дослідження. Чітке формулювання наукової задачі конкретизує предмет і необхідний науковий результат дослідження. Одна й та сама наукова задача може мати декілька різних постановок, а при даній постановці – декілька різних методів розв'язання.

Недостатня увага здобувача наукового ступеня до обґрунтування й постановки задачі не дозволяє реалізувати йому свій задум і розкрити кваліфікаційні ознаки дисертаційної роботи, які характеризують не тільки науковий рівень проведеного дослідження, але й рівень методичної підготовки та ступінь наукової зрілості здобувача. Тому нам хотілося звернути увагу на деякі характерні недоліки, які й досі мають місце при підготовці дисертації здобувачем, а також у так званий передзахисний і захисний період. Ці питання є складними, тому їх розгляд постійно обходять, особливо коли необхідно давати письмову оцінку дисертаційній роботі.

Стан питання. Одна з основних причин недостатнього рівня постановки задачі й оцінки результатів дисертаційних досліджень полягає в тому, що болісний процес написання дисертаційної роботи не має достатньої методичної підтримки. Існуючі посібники для здобувачів учених степенів містять мінімум корисної методичної інформації щодо постановки задачі дослідження і викладають, в основному, порядок оформлення готової дисертації й супровідних документів.

ВАК України останнім часом значно підвищив вимоги до дисертацій [1], але деяким із них поки що далеко до досконалого наукового й методичного рівня, а багатьом бракує чіткості, логічності, обґрунтованого розкриття кваліфікаційних ознак.

Формулювання мети, об'єкта, предмета й задач дисертаційних досліджень повинні бути взаємопов'язані й не вступати в конфлікт. Однак у поданих до захисту дисертаційних роботах часто має місце, що назва теми й предмет дослідження є різними, а поставлені задачі не розкривають мету роботи. У новизні робіт не завжди є «відповіді» на поставлені задачі, а висновки є недостатньо обґрунтованими. Висновки часто містять простий перелік проведених досліджень, а не результати цих досліджень із кількісною й якісною їх конкретизацією, не містять оцінки науково-технічної новизни та їх корисності.

Задача підготовки висококваліфікованих наукових фахівців в аспірантурі направлена, перш за все, на отримання здобувачем загальнометодичних знань, умінь і прийомів із формулювання актуальності роботи, наукової проблеми й задач дослідження, на розкриття сутності роботи і на обґрунтування необхідності проведення конкретних досліджень, які дозволять одержати важливі нові знання для науки й практики. Це, передусім, знаходить своє відображення в обґрунтуванні головних

кваліфікаційних ознак досліджень: меті, задачі, об'єкті досліджень, науковій новизні, методології, достовірності результатів, практичній та економічній значущості, висновках. Але фактично у ряді робіт із поставленої мети неясно, як вона досягається і який очікується результат.

Мета роботи. Метою роботи є висвітлення існуючих недоліків в постановці наукової задачі й оцінці результатів дисертаційних досліджень та надання методичних рекомендацій в конкретизації понять і прийомів викладання мети, об'єкта, предмета, новизни досліджень і виводів до роботи, що дозволяє підвищити науково-методичний рівень виконання дисертаційної роботи.

Аналіз публікацій і рекомендацій з постановки задачі й оцінки результатів досліджень. Логічна схема постановки задачі наукових досліджень, оцінки результатів досліджень та їх взаємозв'язок приведені на рис. 1.

Назва теми повинна віддзеркалювати наукову задачу наукового дослідження, тобто не тільки предмет, але й очікуваний науковий результат і(або) метод дослідження.

Обравши тему, пошукач повинен усвідомити сукупність пропонованої ідеї, її новизну й актуальність, теоретичну важливість і практичну значимість. Дослідник повинен усвідомити тенденції розвитку процесів і явищ, які він збирається досліджувати.

Слово «Дослідження...», після якого вказується предмет дослідження у назві теми, не тільки не вносить ясність, але є надлишковим (непотрібним). Слова «Удосконалення...» й «Підвищення...» (якщо вони не відносяться до розвитку науково-методичного апарату або методики дослідження) нічого додаткового не вносять у порівнянні з назвою теми, яка містить лише назву предмету дослідження.

Невдалим варіантами назвами тем є, наприклад, такі: «Дослідження способів...», «Підвищення ефективності...», «Удосконалювання розрахункових...», «Особливості...».

У результаті формулювання теми (задачі) визначається об'єкт і предмет досліджень. Тому формулювання теми, мети досліджень, об'єкта і предмета досліджень повинні бути логічно взаємопов'язані (рис. 1), тобто не вступати в конфлікт.

Предмет дослідження. Оскільки «предмет дослідження» формулює тему дисертаційної роботи, яка визначається на титульному аркуші як її назва [1], то не можна в назві теми вживати такі слова як «розробка», «удосконалення», які вказують на процес роботи, але в назві повинен відбиватися необхідний результат. Слово «підвищення» може відноситися не тільки до процесу, але й до результатів.

Мета роботи. У вимогах ВАК [1] мета й завдання дослідження сформульовані так: «Формулюють мету роботи й завдання, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети. Не слід формулювати мету як "Дослідження...", "Вивчення...", тому що ці слова вказують на засіб досягнення мети, а не на саму мету». Неповнота цих вимог ВАК щодо структури мети роботи дозволяє здобувачу вільно, на свій розсуд, обирати її формулювання, що створює труднощі в оцінці науково-методичного рівня дисертації.

Проте в роботах [2, 3] дані більш ясні вимоги до формулювання мети роботи. Мета роботи в дисертації має узгоджуватися з назвою теми (предметом) й містити не тільки очікуваний результат, але й обов'язково вказувати, на мету (засіб) досягнення мети. В такому разі мета роботи (МР) являє собою трійку: предмет дослідження (П), метод (гіпотеза, засіб, шлях) досліджень (М) і необхідний науковий результат (НР) [3]:

$$MP = П + М + НР. \quad (1)$$



Рисунок 1 – Структура й взаємозв'язок основних складових постановки задачі й оцінки результатів досліджень

При такому формулюванні мети роботи (MP) одним реченням чітко визнається предмет досліджень, конкретизується обраний (з деякої кількості) метод розв'язання наукової задачі та необхідний науковий результат досліджень.

У зв'язку з цим не можна вважати достатнім таке формулювання мети дисертаційних досліджень, як «обґрунтування й розробка наукових основ, принципів

створення нових технологій, матеріалів...», «розробка нових технологічних принципів, устаткування, засобу керування, контролю...» і т.д., без конкретизації наукових предметів, на яких базується досягнення мети [2].

Після формування мети досліджень логічно визначити конкретні задачі, що будуть вирішуватися відповідно до поставленої мети, точно окреслити предметну область дослідження, її структуру (рис. 1).

Задачі дослідження – це конкретизація шляхів, методів, засобів та вирішення поставленої мети, побудова логічної моделі процесу, що вивчається, висування гіпотез. Необхідно обґрунтувати актуальність поставлених задач здобувачем, доказати, що саме рішення поставлених задач дозволить отримати необхідний (потрібний) результат (ПР). Задача дослідника – забезпечити таку глибину й науковий рівень пророблення окремих задач дослідження 4 (рис. 1) і проблемних питань, щоб дослідницька робота в цілому відповідала розв'язанню поставленої мети 3 (рис. 1).

Постановка конкретних задач краще виконувати у формі переліку (вивчити..., описати..., установити..., визначити..., розробити..., вивести залежність... і т.д.). Формулювати задачі необхідно ретельно, оскільки опис їх розв'язання, як правило, утворює зміст окремих розділів роботи.

Об'єкт досліджень. У вимогах ВАК [1] «предмет дослідження міститься в межах об'єкта». Об'єкт і предмет дослідження як категорії наукового процесу співвідносяться між собою як загальне та часткове. В об'єкті виділяється та його частина, яка є предметом. В цих чітко викладених ознаках об'єкта дослідження здобувачі та їх керівники не завжди відрізняють об'єкт предметної області 1 (рис. 1) та об'єкт дослідження – процес або явище 5 (рис. 1). Тому слід зауважити, що об'єктом досліджень є технічна система, стосовно до якої формулюється як загальні (тема, предмет) 1,2 (рис. 1), так і часткові задачі дослідження процесів і явищ 5 (рис. 1). Об'єктом дослідження прийнято називати те, на що спрямована пізнавальна діяльність дослідника. Об'єкт дослідження повинен мати модель (моделі).

Методи досліджень – це інструмент, за допомогою яких вирішуються ті або інші проблеми, відбиваються закономірні зв'язки явищ і процесів, що вивчаються. Від правильного вибору методу залежить успішність дослідження. Свідоме застосування науково обґрунтованих методів слід розглядати як найголовнішу умову одержання нових знань.

Розрізняють загальні, загальнонаукові та конкретно-наукові методи наукових досліджень [3, 4]. Крім того, методи підрозділяють на методи теоретичного дослідження, емпіричного, теоретично-емпіричного й евристичних досліджень. В загальній характеристиці дослідної роботи слід навести перелік використаних методів. Добрі знання методів дослідження й можливостей їхнього застосування, дозволяє досліднику витрачати менше зусиль і працювати більш успішно порівняно з тим, хто у своєму дослідженню спирається лише на інтуїцію.

Наукова новизна результатів досліджень. Питання новизни є одним із найбільш суперечливих і складних як при захисті дисертації, так і при опублікуванні статті. Тому кожен здобувач повинен уміти визначити новизну свого наукового результату.

За місцем отриманих знань у ряді відомих наукових даних можна виділити три рівні новизни:

- перетворення відомих даних, корінне їхня зміна;
- розширення, доповнення відомих даних;
- уточнення, конкретизація відомих даних, поширення відомих результатів на новий клас об'єктів, систем.

Наукова новизна не повинна зводитися до простого переліку встановлених наукових фактів, ідей, закономірностей, вона має розкривати головну наукову

концепцію. Давати наукове пояснення його досягнень у новому якісному й кількісному аспекті. Необхідно показати відмінність отриманих результатів (розвиток відомих ідей, відкриття нових законів, явищ, закономірностей, наукове обґрунтування нових методів розрахунків, вимірювань, технічних рішень і т.д.), зосереджуючи особливу увагу на рівні досягнутої новизни як: уперше отриманий, удосконалений, отримало подальший розвиток. Сформульоване наукове положення повинно читатися та сприйматися легко й однозначно (без нагромодження подробиць, які затемнюють його сутність деталями та уточненнями). Наукову новизну (НН) формулюють одним реченням, в якому розкривають такі її складові

$$НН = РД + ЩВ + ЧВ, \quad (2)$$

де РД – рівень досягнутої новизни або результату досліджень;
ЩВ – що враховує;
ЧВ – чим відрізняється від відомих досліджень (рішень).

Твердження, що саме йому (досліднику) належить перше слово в описі досліджуваного процесу (явища), можна зробити після ретельного й загального вивчення літературних джерел і консультацій з багатьма фахівцями з досліджуваного питання.

Новий науковий результат – це вперше у світі отриманий результат, раніше не відомий науці. Наукова новизна самої роботи – це ознака, наявність якого дає автору обґрунтування використовувати поняття «уперше» при характеристиці отриманих їм результатів і проведенні дослідження в цілому. Поняття «уперше» означає в науці факт відсутності подібних результатів у більш ранніх публікаціях інших авторів. Уперше може проводитися дослідження на оригінальні теми, раніш не досліджувані в тій або іншій галузі наукового знання. Нові наукові результати з'являються в процесі пошуку нового рішення актуальної наукової задачі або при пошуку розв'язання великої наукової проблеми.

Типовими фразами для формулювання наукової новизни є такі:

- уперше в світі...; уперше в галузі...;
- удосконалено...;
- отримано подальший розвиток;
- розроблений метод..., який відрізняється від...;
- уперше формалізовано...;
- виведена залежність між...;
- досліджене поведіння... і показано...;
- відомий метод доопрацьований у частині... і поширений на новий клас систем...;
- досліджено новий ефект...;
- створена концепція, яка узагальнює... і розвиває...;
- розроблена нова система... з використанням принципу...;
- обґрунтований (достовірний результат), уперше оприлюднений (новий результат), запроваджено (корисний результат).

Зрозуміло, що результат може бути визнаний внеском у науку лише у випадку обґрунтування його коректності.

Для багатьох областей науки наукова новизна виявляється в наявності вперше сформульованих і змістовно обґрунтованих теоретичних положень, методичних рекомендацій, які введені в практику й істотно впливають на досягнення нових соціально-економічних результатів. Новими можуть бути тільки ті положення наукового дослідження, які сприяють подальшому розвитку науки або окремих її напрямків.

Для наукових результатів, які є внеском у науку, характерним є досить високий ступінь узагальнення (збиральності), а іноді й абстрактності (абстрагованості). Чим для більшої кількості різноманітних об'єктів придається той або інший новий висновок, тим він цінніший для науки. І навпаки, чим конкретніше постановка наукової задачі, тим у більшому ступені внесок у науку розмінюється на внесок у практику, а робота дослідника (здобувача) в усе більшому ступені віддаляється від роботи вченого та наближається до роботи звичайних інженерів.

До наукової новизни не слід приєднувати: закономірності, емпіричні коефіцієнти, математичні моделі, які подаються без відповідного наукового та якісного аналізу, підтвердження їхньої практичної перевірки, складні рівняння, які вже через свою складність свідчать про недостатню вивченість явища (процесів), математичну еквілібристику над відомими рівняннями, «математизацію» табличної або графічної інформації, шляхом приведення рівнянь регресії, які є, фактично, лише іншою формою залежності між величинами й т.п. [2].

Очевидно, що не можна визнати науковою новизною й такі загальні формулювання, як «проведене комплексне дослідження...», «виявлений характер процесу...», «проведена оцінка, класифікація...», «розроблена математична модель...» та інші, без розкриття наукової новизни. Не можна вважати досить аргументованими й такі словосполучення: «теоретично обґрунтовані й експериментально підтверджені ті або інші закономірності, які забезпечують новий якісний ефект...» та інші, без відповідного пояснення даного ефекту з наукових позицій відомих або раніше не установлених фактів.

Зауважимо, що опис нових прикладних (практичних) результатів, які отримані у вигляді способів, пристроїв, методик, схем, алгоритмів і т.п. також не може бути внесений у загальну характеристику роботи як наукова новизна. Слід завжди розмежовувати отримані наукові положення й нові прикладні результати, які впливають із теоретичного задуму науковця.

Висновки. У висновках викладають найбільш важливі наукові й практичні результати, які отримані в науковій праці та повинні містити формулювання розв'язуваної наукової проблеми (задачі), її значення для науки й практики.

Висновки до розділів теоретичної частини повинні містити:

- коротку суть результату з цифрами та фактами;
- формулювання новизни результату;
- обґрунтування вірогідності результату;
- пояснення практичної цінності результату.

Висновки до розділів експериментальної частини містять:

- коротку суть експерименту (ціль, умови і т.п.);
- коротку суть отриманого результату з цифрами й фактами;
- характеристику новизни отриманого результату;
- аналіз збігу даних, передбачених теорією, із даними експерименту;
- практичну цінність отриманого результату.

Загальні висновки. В першому пункті загальних висновків коротко оцінюють стан питання. Висновки наукової праці виконують роль закінчення, обумовленого логікою проведення дослідження у формі синтезу накопиченої в основній частині наукової інформації. Цей синтез – послідовний, логічно стрункий виклад отриманих підсумкових результатів і їхнього співвідношення із загальною метою та конкретними задачами, поставленими й сформульованими у вступі. Тут міститься так зване «вивідне» знання, що є новим щодо вхідного знання.

Результуючі висновки не можна представляти у вигляді переліку проведених робіт або підмінювати механічним додаванням разом висновків наприкінці розділів роботи, адже це те нове, істотне, що складає кінцеві результати дослідження,

сформульовані у вигляді визначеної кількості пронумерованих абзаців. Обсяг кожного абзацу (висновку) не повинен перевищувати 5 рядків. Їхня послідовність визначається логікою побудови дослідження. При цьому визначається не тільки його наукова новизна й теоретична значимість, які випливають із кінцевих результатів, але й практична цінність, практичні пропозиції щодо наукового та практичного використання здобутих результатів, що повинні обов'язково впливати з кола робіт, проведених особисто дисертантом та впроваджених на виробництві. Формулювання висновку (В) виконують одним реченням, яке повинно розкривати такі складові:

$$B = PO + ЩВ + ЩД, \quad (3)$$

де ПО – предметна область та рівень досягнутого результату;

ЩВ – що враховує, або як використано;

ЩД – що дозволяє і (або) чим відрізняється від відомих досліджень (рішень).

Кожне наукове положення чітко формулюють, відокремлюючи його основну сутність і зосереджуючи особливу увагу на рівні досягнутої при цьому новизни. Тільки вагомі докази дають підставу довіряти дослідженням, уникати при цьому помилкових висновків і не дати в окремих випадках прийняти бажане за відповідну дійсність.

Відмінність наукового результату, який є внеском у науку, від результату, що є внеском у практику, з'ясовується досить чітко за відповіддю на питання: «На використання якої категорії осіб орієнтований отриманий результат – дослідників і практиків або він в основному придатний лише для практиків?» Досить рідко зустрічаються ситуації, коли виникає сумнів у відповіді на таке питання.

При викладенні теоретичних результатів, які є внеском у науку, типовими є такі ключові слова й вираження:

- теорія, методологія, теоретичні (методологічні, методичні) основи, (положення);
- науковий (науково-методичний, методичний, математичний) апарат (підхід, метод, методика) обґрунтування (аналізу, оцінки, формалізації, синтезу, побудови, оптимізації, прогнозування);
- теоретичне (теоретико-експериментальне, математичне) обґрунтування (доказ);
- закономірність, принцип, правило, гіпотеза, постановка задачі;
- формалізований (математичний) опис, математична модель;
- математична пропозиція (співвідношення), аксіома, теорема, лема, формула (формальне співвідношення), математична залежність.

Усі наукові положення з урахуванням досягнутого ними рівня новизни є теоретичною основою (фундаментом) вирішеної у дослідницькій роботі наукової задачі або наукової проблеми.

Перед зазначеними формулюваннями можуть приводитися у формі дієприкметника зробленого виду минулого часу слова, які уточнюють ступінь внеску автора в одержання відповідного наукового результату, наприклад:

- розроблений (удосконалений) автором математичний апарат...;
- сформульовані (обґрунтовані, запропоновані) теоретичні положення...;
- виявлені (установлені, вперше описані) закономірності...

Такі уточнюючі слова вкрай доцільно приводити усюди, де це можливо й доречно. Уживаючи їх, автор, з одного боку, виходить на рівень найбільш чіткого усвідомлення ступеня свого особистого внеску в науку, а, з іншого боку, сприяє спрощенню й більш оперативному рішенню задач експертизи його досліджень (дисертації).

Таблиця 1 – Вимоги ВАК і недоліки їх виконання в дисертаційних роботах

Вимоги ВАК [1]	Недоліки	Рекомендації, які уточнюють або розширюють вимоги ВАК
1	2	3
Мета роботи		
«Формулюють мету роботи і завдання, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети»	Неповнота вимог ВАК щодо структури мети роботи, яка дозволяє здобувачу вільно обирати і формулювання, часто визначаючи в меті роботи тільки предмет дослідження.	Мета роботи в дисертації має узгоджуватися з її назвою і містить не тільки очікуваний результат, але й обов'язково вказувати на засіб досягнення мети. В такому разі мета роботи (МР) являє собою трійку (1): предмет дослідження (П), метод (гіпотеза, засіб, шлях) досліджень (М) і необхідний науковий результат (НР): $МР = П + М + НР.$
Предмет дослідження		
«Предмет дослідження міститься в межах об'єкта...», предмет дослідження визначає тему дисертаційної роботи, яка визначається на титульному аркуші як її назва.	Частини в дисертаціях назва теми і предмет дослідження є різними, тобто вступають в конфлікт.	Необхідно виконувати вимоги ВАК. Тема дисертаційної роботи і предмет дослідження повинні співпадати.
Об'єкт дослідження		
«Об'єкт дослідження – це процес або явище, що створює проблемну ситуацію і обране для вивчення». «Об'єкт і предмет дослідження як категорії наукового процесу співвідносяться між собою як загальне або часткове. В об'єкті виділяється та його частина, яка є предметом»	В вимогах ВАК чітко викладені ознаки об'єкта досліджень. Здобувачі не завжди вирізняють об'єкт предметної області 1 (див. рис. 1) та об'єкт дослідження – процес або явище 5.	Об'єкт дослідження є технічною системою (для технічних наук) стосовно до якої формулюються як загальна (тема, предмет 1, 2; див. рис. 1), так і часткові задачі дослідження процесів і явищ 5, на що спрямовується пізнавальна діяльність дослідника (аналіз літератури і постановка задачі). Об'єкт дослідження і тема дисертації повинні бути логічно взаємопов'язані. Тільки в такому разі чітко формулюється мета роботи як трійка (1).
Наукова новизна		
«Подають коротку анотацію нових наукових положень (рішень), запропонованих здобувачем особисто. Необхідно показати відмінність одержаних результатів від відомих раніше, описати	При формулюванні новизни дисертаційних досліджень здобувачі часто не зосереджують увагу на рівень досягнутої мети і відмінності одержаних раніше	Необхідно чітко розрізняти новизну «вперше у світі» і «вперше у галузі». Формулювати наукову новизну слід одним реченням, в якому розкривають такі її складові (2): $НН = РД + ЦВ + ЧВ,$

Продовження таблиці 1

1	2	3
ступінь новизни (вперше одержано, удосконалено, дістало подальший розвиток)»	результатів.	де РД – рівень досягнутої новизни або результат дослідження, ЩВ – що враховує; ЧВ – чим відрізняється від відомих досліджень (рішень).
Висновки		
«...формулюють висновки та рекомендації щодо наукового та практичного використання здобутих результатів...» «...у висновках розкривають методи вирішення поставленої в дисертації наукової проблеми (задачі), їх практичний аналіз, порівняння з відомими рішеннями».	В дисертаційних роботах висновки часто подають у вигляді переліку проведених робіт. Обсяг одного пронумерованого висновку часто має 8...10 і більше рядків. Висновки не завжди дають відповіді на всі поставлені задачі і в певній мірі відокремлені від поставлених задач.	Формулювання висновку (В) слід виконувати одним реченням, яке повинно розкривати такі складові (3): $В = ПО + ЩВ + ЩД,$ де ПО – предметна область та рівень досягнутого результату; ЩВ – що враховує, або як використано; ЩД – що дозволяє і (або) чим відрізняється від відомих досліджень (рішень).

Формалізовані методичні рекомендації (1, 2, 3) до постановки задачі та оцінки результатів дисертаційних досліджень значно поліпшують організацію обдумування мети, новизни та висновків. В табл. 1 подані рекомендації до підвищення кваліфікаційного і методичного рівня оцінки результатів дисертаційних досліджень.

Висновки

1. Постановка мети роботи, визначення об'єкта, предмета й задач дослідження мають бути тісно взаємопов'язані. Ці складові постановки задачі не повинні вступати у конфлікт. Показано, що формулювання мети дисертаційної роботи повинно являти собою взаємозалежну трійку: предмет дослідження, метод і необхідний науковий результат.
2. Розроблена структурна модель взаємозв'язків основних складових постановки задачі й оцінки результатів досліджень.
3. Формалізовані вимоги до формулювання мети, новизни та висновків дисертаційних досліджень. Наведені ключові слова, типові фрази й уточнюючі слова для формулювання цих положень дисертації.

Список літератури: 1. Основні вимоги до дисертацій та авторефератів дисертацій [Текст] // Бюлетень ВАК України. – № 6. – 2007. – С. 9-17. 2. Астрелін, І. М. Кваліфікаційні ознаки дисертації – ознака кваліфікації дисертанта [Текст] / І. М. Астрелін, Г. Б. Іноземцев // Бюлетень ВАК України. – № 4. – 1998. 3. Мигаль, В. Д. Теорія і методи наукової творчості [Текст] : навч. посібник / В. Д. Мигаль. – Х.: ВД «ІНЖЕК», 2007. – 424 с. 4. Мигаль, В. Д. Організація, методи та викладання результатів наукових досліджень / В. Д. Мигаль. – Х.: Вид. ХНАДУ, 2009. – 276 с.

УДК.629.01

ТЕРНЮК Н.Э., д.т.н., ГП Институт машин и систем
НЕХАЕВ Е.Н., асп., ГП Институт машин и систем

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВАРИАТИВНОСТИ И ТРАНСФОРМЕРНОСТИ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Розглядаються шляхи, способи та рівні забезпечення варіативності та трансформерності мобільних систем з урахуванням прийнятого методу систематики. На основі розгортання інформації встановлений взаємозв'язок між рівнями варіативності та трансформерності системи й ієрархічним рівнем змінюваних атрибутів мобільних систем.

Введение. Мобильные системы, обладающие свойствами гибкости, могут быть адаптивными, способными изменять свои характеристики, за счет изменения параметров и/или структур под влиянием внешних или внутренних факторов. Гибкость может проявляться как вариативность, трансформерность или вариативно-трансформерность.

Гибкий – (1) который умело и быстро применяется в разных обстоятельствах; (2) связанный с автоматической переналадкой оборудования соответственно, согласно изменяющимся потребностям производства [1].

Вариативный - тот, который может создавать варианты; разновидности; вариантный; **вариативность** - возможность вариаций; возможность варьировать [2]. В **вариативной мобильной системе** происходит изменение параметров.

Трансформер – устройство (приспособление), которое может функционально видоизменяться (преобразовываться) [3].

В более широком понимании для мобильной системы: **трансформер** - это многоуровневая структура, обладающая способностью функционального превращения под воздействием внешних и/или внутренних факторов; **трансформерная мобильная система** - обладающая свойствами трансформера. В таких системах происходит изменение структуры системы.

Общим случаем будет **вариативный трансформер** [4]. **Вариативно-трансформерная мобильная система** – система, в которой могут изменяться и структура, и параметры.

Таким образом, изменения, происходящие в выше указанных гибких мобильных системах, определяет их вид (табл.1).

Таблица 1 – Гибкость мобильных систем и их изменения

Вид мобильной системы	Вид изменяющихся атрибутов	
	Параметры	Структура
Вариативная	изменяются	-
Трансформерная	-	изменяются
Вариативно-трансформерная	изменяются	изменяются

Вариативность и трансформерность могут обеспечиваться на различных иерархических уровнях системы. Они ограничены возможностями управления различными видами атрибутов [5].

Структурано - параметрические изменения, проводимые в системе для получения требуемых свойств, могут обеспечиваться различными путями. Это обуславливает необходимость выявления их полного множества.

Анализ последних публикаций. Теория мобильных систем различного назначения (автомобильных, тракторных, комбайновых, строительных, коммунальных и т.д.) в настоящее время интенсивно развивается. Выполнены частные инженерные разработки по многим направлениям [6,7,8,9].

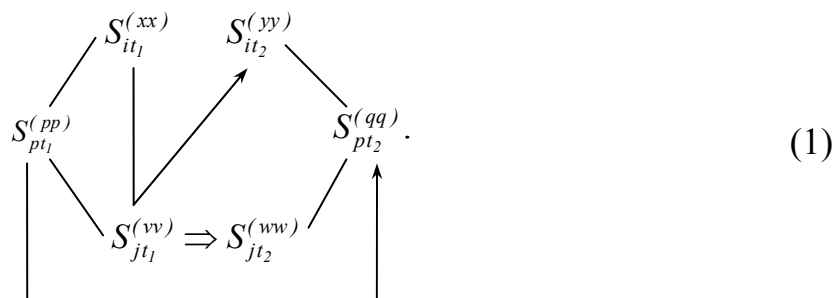
Вместе с тем, до сих пор, отсутствуют публикации об общих закономерностях создания вариативных и трансформерных мобильных систем. Не рассмотрены возможные уровни и пути обеспечения заданных свойств этих систем, хотя для стационарных систем такие публикации имеются [5,10,11,12].

Целью данного исследования является выявления структурных особенностей вариативных, трансформерных и вариативно-трансформерных мобильных систем, а также путей и уровней обеспечения их гибкости.

Основной текст статьи. Любая сложная система является многоуровневой. В связи с этим вариативность и трансформерность может реализовываться на различных иерархических уровнях.

Для определения путей обеспечения заданных свойств и уровней вариативности и трансформерности мобильных систем используем базовую модель универсального моделирующего блока [12].

Универсальный моделирующий блок, состоящий из находящихся в среде преобразующей и преобразуемой подсистем, для одноэтапного преобразования представим следующим образом [12]:

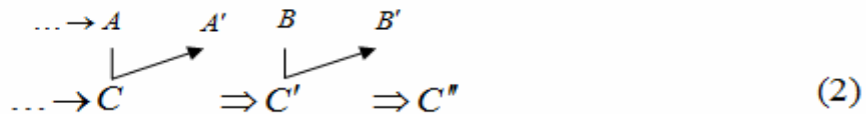


Здесь $S_{\xi t_m}^{(zz)}$ - подсистема S_{ξ} , $\xi \in \{i, j, p\}$ в момент времени t_m , $m \in \{1, 2, 3 \dots\}$ в состоянии $zz = \{(xx, vv, pp), (yy, ww, qq)\}$; xx, vv, pp - начальные, yy, ww, qq - конечные состояния подсистем в моменты времени t_1 и t_2 соответственно. Индексы указывают на принадлежность: i - к преобразующей, j - к преобразуемой подсистемам, p - к среде.

Двойная горизонтальная стрелка отражает целевое преобразование j -й подсистемы. Тонкие ломаные линии со стрелками – вынужденные преобразования i -й подсистемы, возникшие вследствие изменения ресурса, а также изменения среды.

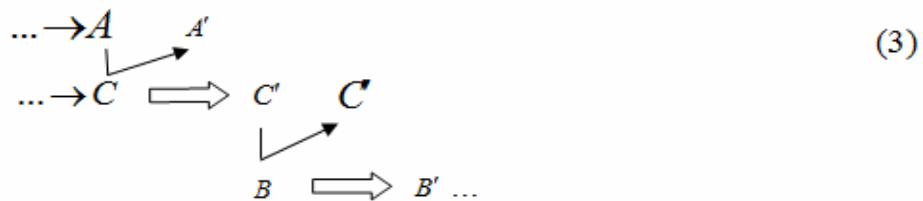
Возможны варианты взаимодействия подсистем при многоэтапном изменении свойств:

Вариант первый, когда на определенную подсистему C последовательно воздействует несколько подсистем, например подсистема A и подсистема B . Подсистема A переводит подсистему C в состояние C^I , а подсистема B переводит C^I в состояние C^{II} (происходит изменение ресурса). Затем на систему C^{II} воздействует подсистема B , переходящая в состояние C^{III} . Согласно (1) это можно представить в виде:



В (2) с целью упрощения не показано влияние среды;

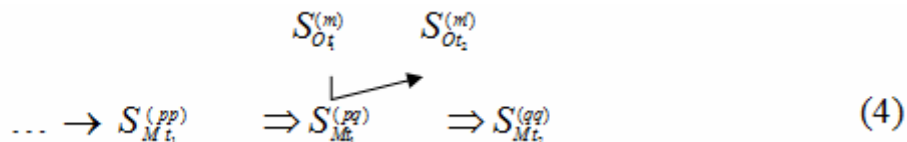
Вариант второй, когда в начале на подсистему C воздействует подсистема A , и переводит ее в состояние C^I . Затем подсистема C^I начинает воздействовать на подсистему B , переводя ее в состояние B^I :



С помощью подсистемы C , например, можно моделировать работу управляющей подсистемы, которая приводится в рабочее состояние C^I с помощью подсистемы A – человека-оператора. Управляющая подсистема C^I , находящейся в рабочем положении, воздействует на звенья подсистемы B , приводя ее в требуемое состояние B^I .

Имея общие модели (1), (2) и (3), можно построить различные варианты структурных моделей воздействий подсистем, используемых впоследствии для описания всевозможных преобразований системы, в частности, можно рассмотреть модели множества возможных путей обеспечения требуемых свойств системы [5].

Первым является путь, соответствующей «жесткой системе» [5]. Такой путь можно описать, используя зависимость (2). При реализации этого пути происходит обеспечение заданных свойств системы без изменения существующей. Изменяются только состояния (рабочее – не рабочее):



Первоначальное состояние мобильной системы, без воздействия на нее управляющей подсистемы $S_{Ot_1}^{(m)}$, обозначено $S_{Mt_1}^{(pp)}$.

Под воздействием управляющей подсистемы $S_{O t_1}^{(m)}$ в момент времени t_1 на преобразуемую (мобильную часть) – подсистему $S_{M t_1}^{(pq)}$ – получаем мобильную систему $S_{M t_2}^{(qq)}$ в момент времени t_2 в новом состоянии.

Примером таких мобильных систем являются амфибии с постоянно включенным движителями для перемещения по суше и воде. Данная система имеет нулевой уровень гибкости.

Следующим идет путь обеспечения заданных свойств системы с использованием переналадки [5]. В таких системах меняются или параметры, или структуры подсистем. В первом случае система называется – „гибкая параметрически”. Во втором случае система называется – „гибкая структурно” [5]. Модель таких систем можно представить в следующем виде:

$$\begin{array}{ccccccc} & & S_{O t_1}^{(m)} & S_{O t_2}^{(m)} & S_{O t_2}^{(n)} & S_{O t_3}^{(n)} & \\ & & \swarrow & \swarrow & \swarrow & \swarrow & \\ \dots \rightarrow & S_{M t_1}^{(pp)} & \Rightarrow & S_{M t_1}^{(pk)} & \Rightarrow & S_{M t_2}^{(pq)} & \Rightarrow S_{M t_3}^{(qq)} \end{array} \quad (5)$$

В данной системе добавляется преобразующая подсистема $S_{O t_2}^{(n)}$, изменяющая или параметры, или структуры, которая воздействует на преобразуемую подсистему $S_{M t_2}^{(pq)}$. Происходит целевое преобразование системы $S_{M t_1}^{(pp)}$ в систему $S_{M t_3}^{(qq)}$.

Этот путь реализуется многими мобильными средствами, например, при включении второго ведущего моста у автомобилей или при переходе из транспортного в рабочее состояние комбайнов и т.д.

Третьим является путь модернизации системы. Путь модернизации, обеспечивающей заданные свойства системы, можно смоделировать зависимостью в следующем виде:

$$\begin{array}{ccccccc} & & S_{O t_1}^{(m)} & S_{O t_2}^{(m)} & & & \\ & & \swarrow & \swarrow & & & \\ \dots \rightarrow & S_{M t_1}^{(pp)} & \Rightarrow & S_{M t_1}^{(pk)} & \Rightarrow & S_{M t_2}^{(pl)} & \\ & & & & \swarrow & S_{O t_2}^{(m)} & S_{O t_2}^{(n)} \\ & & & & S_{N t_2}^{(pv)} & \Rightarrow & S_{N t_2}^{(pq)} \Rightarrow S_{N t_2}^{(qq)} \\ & & & & \uparrow & & \\ & & & & S_{O t_1}^{(m)} & S_{O t_2}^{(m)} & \\ & & & & \swarrow & \swarrow & \\ \dots \rightarrow & S_{M t_1}^{(vv)} & \Rightarrow & S_{M t_1}^{(vk)} & \Rightarrow & S_{M t_2}^{(vk)} & \end{array} \quad (6)$$

В этом случае к существующей системе добавляются подсистемы. Вместе эти объекты образуют модернизированную систему. Примером, мобильных систем, реализующих такой тип пути, может служить УЭС «Полесье-250» с кормоуборочным, свекло- и зерноуборочными модулями [9], а также экспериментальные мобильные средства МЭС-200, МЭС-300 [8]. Модернизация таких МЭС осуществлялась за счет

включения в их структуру дополнительных технологических или энергетических модулей.

Следующий путь, четвертый, пока технически не реализован. Это путь может обеспечивать заданные свойства созданием новой системы.

Модель обеспечения заданных свойств такой системы можно описать с помощью зависимости:

$$\begin{array}{ccccccc} & S_{O_{t_1}}^{(m)} & S_{O_{t_2}}^{(m)} & S_{O_{t_3}}^{(m)} & S_{O_{t_4}}^{(m)} & & \\ & \swarrow & \searrow & \swarrow & \searrow & & \\ \dots \rightarrow S_{M_{t_1}}^{(pp)} & \Rightarrow S_{M_{t_1}}^{(pk)} & \Rightarrow S_{M_{t_2}}^{(ki)} & \Rightarrow S_{M_{t_3}}^{(j)} & S_{M_{t_4}}^{(j)} & S_{M_{t_5}}^{(j)} & S_{M_{t_6}}^{(j)} \\ & & & \swarrow & \searrow & \swarrow & \searrow \\ & & & S_{N_{t_1}}^{(kk)} & \Rightarrow S_{N_{t_2}}^{(kg)} & \Rightarrow S_{N_{t_3}}^{(gg)} & \end{array} \quad (7)$$

В зависимости (7) подсистемы представляют собой: проектирующую подсистему; подсистему наладки; преобразующую подсистему, модернизирующую подсистему и т.д.

Анализируя изменения структуры системы можно установить взаимосвязь между уровнями гибкости системы и изменяемыми ее атрибутами. Уровни вариативности и трансформерности увеличиваются по мере усложнения системы.

Уровни проявления изменяемых атрибутов вариативных и трансформерных систем представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Уровни изменяемых атрибутов вариативных и трансформерных систем

УРОВЕНЬ ПРОЯВЛЕНИЯ ИЗМЕНЯЕМЫХ АТТРИБУТОВ	ИЗМЕНЯЕМЫЕ АТТРИБУТЫ									УРОВНИ ВАРИАТИВНОСТИ И ТРАНСФОРМЕРНОСТИ
	Элемент детали	Детали	Кинематические узлы	Структурные группы	Механизмы	Система механизмов	Машины	Система машин	Система интегрированных машин	
Элем. детали	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0
Детали	+	-	-	-	-	-	-	-	-	1
Кинем. узлы	+	+	-	-	-	-	-	-	-	2
Структ. групп.	+	+	+	-	-	-	-	-	-	3
Механ. измы	+	+	+	+	-	-	-	-	-	4
Сист. механ.	+	+	+	+	+	-	-	-	-	5
Машины	+	+	+	+	+	+	-	-	-	6
Сист. машин	+	+	+	+	+	+	+	-	-	7
Сист. интегр. машин	+	+	+	+	+	+	+	+	-	8

Из таблицы 2 следует, что на каждом иерархическом уровне вариативности и трансформерности мобильной системы изменению подлежат атрибуты системы, расположенные не менее, чем на один уровень ниже, за исключением первого, то есть, существует зависимость:

$$Y_r \geq Y_n + 1, \quad (8)$$

где Y_r – уровень гибкости; Y_n уровень иерархии изменяющихся атрибутов.

Выводы

1. Одним из аспектов систематики мобильной техники есть аспект гибкости. Возможно создание:- вариативной; - трансформерной; - вариативно-трансформерно мобильных систем. 2. Требуемые свойства системы могут обеспечиваться одним из четырех путей: - использование без переналадки; - с переналадкой; - модернизацией; - созданием новой системы. 3. Вариативность и трансформерность в мобильных системах может обеспечиваться за счет изменения подсистем различных иерархических уровней. 4. На каждом иерархическом уровне вариативности и трансформерности системы изменению подлежат атрибуты системы, расположенные не менее чем на один уровень ниже.

Дальнейшее развитие исследований может вести по пути анализа многообразия видов вариативности и трансформерности.

Список литературы: 1. Українсько – російський словник наукових термінів. / Уклад. Л.О. Симоненко.- К.; Ірпінь: ВТФ „Перун”, 2004. 2. Великий тлумачний словник сучасної української мови (з дод. і допов.) / Уклад. і голов. Ред. В.Т.Бусел. – К.; Ірпінь: ВТФ „Перун”, 2005. – 1728с. 3. *Осадчий Є.О.* Трансформерні технології побудови машин і механізмів. – К.: Науковий Світ, 2004. – 168 с. 4. *Я. Бурман, Г Бобковский.* Англо-русский научно-технический словарь. – М.: «Джон Уайли Энд Соиз», 1998г., 672с. 5. *Тернюк М.Е., Сорокін В.Ф.* Класифікація рівнів варіативності технологічних систем. / Розвиток наукових досліджень ``2007``: Матеріали третьої міжнародної науково-практичної конференції. - Полтава, 26-28 листопада 2007 р.: Вид-во «ІнтерГрафіка», 2007. – Т.6. – 118 С. 6. *Артоболовский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука. 1975 – 640с. 7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / в 2-х томах, 6 кн. - Харків: Око, 2001 - 2003. 8. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. // Навч. Посібник / *В.Т.Надикто, М.Л.Крижачківський, В.М.Кюрчев, С.Л.Абдула.* – 2006. – 337с., іл. 9. *Погорелый Л., Коваль С., Шуринов В., Саенко В.* Модульно-блочные транспортные машины нового поколения. Развитие конструкций и концепция разработки универсальных энергосредств и комплексов машин. // Техніка АПК. Науково-технічний журнал. – 1999. - №1. – С.6 – 10. 10. *Тернюк Н.Э., Пилецкий В.Г., Сорокин В.Ф. и др.* Уровни и способы обеспечения вариативности технических систем // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. - Донецьк: Дон НТУ. - 2008.-Вип.35. С.229 - 234 . 11. *Тернюк Н.Э.* Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес. Дисс. докт. техн. наук. Харьков. 1983. 437 С. 12. *Беловол А.В., Кордюк В.А., Тернюк Н.Э., Хунг Ф.В.* Общие структурные модели машиностроительных технологических систем // Вісник національного технічного університету „ХПІ”. – 2005. – №23. – С.17 – 24.

ІСТОРІЯ АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Ребров А.Ю. 80 лет из 125: краткая история сотрудничества кафедры автомобиле- и тракторостроения НТУ «ХПИ» и ОАО«ХТЗ»	3
Епифанов В.В. Факультет транспортного машиностроения НТУ "ХПИ": вчера, сегодня, завтра (к 45-летию основания).....	12
Єпифанова Н.В., Крижановський В.Є., Сергієнко М.Є. Нариси історії Харківського заводу тракторних самохідних шасі	15

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Шуба С.А. Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии трактора с использованием весовых коэффициентов критериев оценки.....	22
Мироненко В.И., Скляр А.В. Нагруженность навесного механизма трактора.....	28
Ребров А.Ю., Самородов В.Б. Энергонасыщенность и технико-экономические показатели колесных сельскохозяйственных тракторов.....	33

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Мандрыка В.Р., Островерх А.О. Математическая модель трансмиссии автомобиля, оборудованного для ремонта нефтяных и газовых скважин	42
Крамской А.В. Программный комплекс для моделирования переходных процессов в пневматических системах транспортных средств	49
Шуклинов С.Н. Удельное усилие на штоке вакуумного усилителя тормозов	54
Богомолов В.О., Клименко В.І., Шилов А.І., Алексеев Р.В. Огляд та аналіз конструкцій електронно керованих підвісок автомобілів та алгоритмів їх роботи	64
Гапонов В.С., Наумов А.И. Упругая опора подшипников ротора с управляемым изменением квазиулевої жорсткості	68
Кривошапов С.И. Определение расхода топлива автомобиля на стенде с беговыми барабанами	72
Самородов В.Б., Клименко Т.А. Оптимальное управление многономенклатурным запасом на предприятиях автосервисной отрасли	79
Волков В.П., Комов Є.О. Удосконалення контролю технічного стану автомобілів в підприємствах автомобільного транспорту	86
Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н. Обзор методов и средств экспресс-контроля состояния водителя	91
Мармут И.А. Совершенствование системы профилактического обслуживания автомобилей.....	97

Волков В.П., Гильмутдинов Ш.А. Методы автоматизации проектирования технологических процессов ремонта автомобиля	102
Назаров В.І. Забезпечення безпеки використання легкових автомобілів в умовах експлуатації.....	110
Мигаль В.Д. Модель системного учебника по дисциплине «Техническая диагностика автомобиля».....	118
Мигаль В.Д. Методичні рекомендації до постановки наукової задачі та оцінки результатів дисертаційних досліджень	123

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

Тернюк Н.Э., Нехаев Е.Н. Обеспечение вариативности и трансформерности мобильных систем.....	132
--	-----

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ “ХПІ”

“АВТОМОБІЛЕ- та ТРАКТОРОБУДУВАННЯ”

№ 33, 2010 р.

Науковий редактор В.Б. Самородов
Технічні редактори С.О. Шуба,
А.Г. Мамонтов
Відповідальний за випуск В.М. Луньова

Підп. до друку 16.09.2010 р.

Формат 60 × 90 1/8. Папір Captain

Друк – різнографія. Обл.- вид. арк. 10,23. Ум. друк. арк. 9,81.

Тираж 100. Зам. № . Ціна договірна.

НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
