

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Вісник

**Східноукраїнського
національного
університету
імені Володимира Даля**

№6(88)

Луганськ - 2005

ВІСНИК
СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
№6(88) 2005
НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
ЗАСНОВАНО У 1996 РОЦІ
ВИХІД З ДРУКУ - ДВНАДЦЯТЬ РАЗІВ
НА РІК
Засновник
Східноукраїнський національний
університет
Журнал зареєстровано Міністерством
України у справах преси та інформації.
Свідоцтво про державну реєстрацію
серія КВ № 2411 від 19.12.96 р.

VISNIK
OF THE EAST UKRAINIAN
NATIONAL UNIVERSITY
NAME AFTER VLADIMIR DAL
№6(88) 2005
THE SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 1996
IT IS ISSUED TWELVE TIMES A YEAR
Founder
East Ukrainian National University
Registered by the Ministry of Ukraine for
Press and Information
Registration **Certificate**
KB № 2411 dated 19.12.96

Журнал включено до Переліків наукових видань ВАК України № 2 (Бюл. ВАК №5 (13) 1999 р.) та № 3 (бюл. ВАК №6 (14) 1999 р.), в яких можуть публікуватися основні результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з *технічних, фізико-математичних, історичних та економічних наук* відповідно.

Головна редакційна колегія: Голубенко О.Л., докт. техн. наук (головний редактор), Андрющук А.О., канд. техн. наук (відповідальний секретар), Будіков Л.Я., докт. техн. наук, Бузько І.Р., докт. екон. наук, Голубничий П.І., докт. фіз.-мат. наук (заступник головного редактора), Гончаров В.М., докт. екон. наук, Грібанов В.М., докт. техн. наук, Дорошко В.І., докт. техн. наук, Житная І.П., докт. екон. наук, Загірняк М.В., докт. техн. наук, Козаченко А.В., докт. екон. наук, Лазор Л.І., докт. юр. наук, Лещинський В.М., докт. техн. наук (Ізраїль), Литвиненко В.Ф., докт. істор. наук, Лялін З.Ф., канд. екон. наук (Ізраїль), Нагорний Б.Г., докт. соціол. наук, Рач В.А., докт. техн. наук, Рей Р.І., докт. техн. наук, Решетнікова І.Л., докт. екон. наук, Смирний М.Ф., докт. техн. наук (заступник головного редактора), Суханцева В.К., докт. філос. наук, Третьяченко В.В., докт. психол. наук, Тюпало М.Ф., докт. хім. наук, Уваров Є.П., канд. техн. наук, Ульшин В.О., докт. техн. наук, Шаповалов В.І., докт. техн. наук, Шевченко Г.П., член-кор. Академії педагогічних наук України, докт. пед. наук.

Відповідальний за випуск Куліков Ю.А.

Рекомендовано до друку Вченою радою Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (протокол № 11 від " 25 " червня 2004 р.)

В журнал увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля та інших навчальних закладів, що присвячені напрямку „Транспорт”, у тому числі за матеріалами VII-ї міжнародної науково-технічної конференції „Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи”.

Журнал підготовлено учбово-науковим інститутом транспортних технологій Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля та Луганським відділенням Транспортної академії України.

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу.

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2005

© East Ukrainian National University of the Volodymyr Dal, 2005

Вісник СХУ ім. Володимира Даля – 2005 – №6(88)

ЗМІСТ

CONTENTS

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

ГОВОРУЩЕНКО Н.Я. ВАРФОЛОМЕЕВ В.Н.	КОНЦЕПЦИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В XXI ВЕКЕ	7
ГУТАРЕВИЧ Ю.Ф. КОРПАЧ А.А. ГОВОРУН А.Г.	ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПИРТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЛЯ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	12
САХНО В.П. ЗАВ'ЯЛОВА Л.І. ЛОТИШ В.В. ВЕРЕМЧУК О.А. ЕНГЛЕЗІ О.А.	ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОЗДОВЖНЬОГО І ПОПЕРЕЧНОГО НАХИЛІВ ШКВОРНІВ НА СТІЙКІСТЬ КЕРОВАНИХ КОЛІС АВТОПОЇЗДА ПРОТИ КОЛИВАНЬ.....	17
ГУТАРЕВИЧ Ю.Ф. АНДРЮХІНА О.С.	ДО ПИТАННЯ ОБ'ЄКТИВНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	24
САХНО В.П. СТЕЛЬМАЩУК В.В. КУЗНЕЦОВ Р.М. ВОРОНІНА І.Ф.	ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ.....	29
ВАРФОЛОМЕЕВ В.Н. ВОЛОШИНА Н.А.	СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В РАБОСПОСОБНОМ СОСТОЯНИИ.....	34
Дьяченко Г.В. ГОГАЙЗЕЛЬ А.В.	ВОЗМОЖНОСТИ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ АВТОСЕРВИСНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ САМООРГАНИЗАЦИИ.....	38
ПОДРИГАЛО М.А. ВОЛКОВ В.П. ТАРАСОВ Ю.В.	ОЦЕНКА КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ СО ВСЕМИ ЗАБЛОКИРОВАННЫМИ КОЛЕСАМИ.....	43
НЕЧАЕВ Г.И. КУЛИКОВ Ю.А. ГРИБИНИЧЕНКО М.В. СМЕТАНА С.А.	ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В ГОРОДСКИХ ПАССАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗКАХ.....	47
СТАРЧЕНКО В.Н. БУРЯК В.Г.	ПРОСТРАНСТВЕННАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ СМЕШАННАЯ ЗАДАЧА О СДВИГЕ УПРУГОГО ПОЛУПРОСТРАНСТВА.....	51
МАТЕЙЧИК В.П. ГУЛЯ С.Л.	ОЦІНЮВАННЯ ЗАБРУДНЕННЯ СЕРЕДОВИЩА ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ..	57
ВАРЧУК В.В. ВДОВИЧЕНКО А.В. СЕВОСТЬЯНОВ С.Н.	ПЛАНИРОВАНИЕ ПЕРЕВОЗОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ С УЧЕТОМ РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ.....	61
КУЛИКОВ Ю. А. ГОНЧАРОВ А. В. ТОМАЧИНСКИЙ Ю. Н.	ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ «ТАВРИЯ» ПУТЕМ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОЙ СТЕПЕНИ ОРЕБРЕНИЯ РАДИАТОРА.....	67
КУЛИКОВ Ю.А. ПЫХТЯ В.А. ЗУБАЧИК С.Л.	ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА ДЛЯ ПРЕДПУСКОВОГО РАЗОГРЕВА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	72

КРАВЧЕНКО А.П.	ГЕНЕТИКА НАРУШЕНИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ, ОБУСЛОВЛИВАЮЩАЯ ОТКАЗЫ И СНИЖЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АВТОПОЕЗДОВ.....	77
ВОЛОШИНА Н.А. ПОТАМАН Н.В.	ВИБІР КРИТЕРІЇВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ.....	82
ПОЛЯКОВ В.М. ТІМКОВ О.М. ШАРАЙ С.М.	МЕТОДИКА ВИБОРУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНИХ АВТОПОЇЗДІВ З НАБЛИЖЕНИМИ ОСЯМИ ПРИЧЕПА.....	87
АРТАМОНОВА Ю.В. ВАСИЛЕНКО Т.Е. РУДЕНКОВ Э.В.	ВЛИЯНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА КАЧЕСТВО АВТОБУСНЫХ ПЕРЕВОЗОК.....	92
M. ABID M.G. BANNIKOV J.A. CHATTHA HIMMAT ALI	3-D FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A DIESEL ENGINE PISTON.....	97
M.G. BANNIKOV M. ABID J.A. CHATTHA A. SALAM	STRENGTH ANALYSIS OF A CRANKSHAFT OF AN AUGMENTED DIESEL ENGINE.....	102
M.G. BANNIKOV J.A. CHATTHA M. SAEED	IN-CYLINDER HEAT TRANSFER CALCULATION BY USING HEAT TRANSFER NETWORK.....	107
САВЕНКО В.Н.	ОЦЕНКА СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕСУРСА ДИЗЕЛЬНОГО АВТОМОБИЛЯ.....	112
СЕРДЮК А.А. САВЧЕНКО А.А. САВЧЕНКО Б.А.	СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ МАССИВНЫХ ВЫСОКОЭЛАСТИЧНЫХ ШИН.....	117
БІЛЧЕНКО В.В. СМИРНОВ Є.В.	ТЕХНІЧНИЙ РОЗВИТОК ВИРОБНИЦТВА НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ.....	121
БОЖИДАРНИК В.В. ГУСЕВ А.П.	АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ МОДУЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ГАРАЖНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ.....	124
КОМОВ П.Б. ВОЛКОВ В.В.	ПРОБЛЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВОВАНИЯ.....	128
ХАРЧЕНКО А.О. ОСТРЕНКО А.Г.	СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИЙ АМОРТИЗАТОРОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ.....	133
ХАРЧЕНКО А.О. РЕВЕНКО Д.В.	ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОРЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА.....	138
ЛЕВКІВСЬКИЙ О.П.	ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ ЛЕГУВАННЯМ.....	142
ЗРЕЛОВ В.И. БЕЛОВ В.И.	ПРЕДЛАГАЕМЫЙ МЕТОД ПРОВЕРКИ ТОПЛИВОДОЗИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	145

ТЫРЛОВОЙ С.И.	ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ....	149
ВДОВИЧЕНКО А.В. ДМИТРИЕВА А.В. ЗЕЛИНСКИЙ В.И.	ПЛАНИРОВАНИЕ БАЛАНСА РАБОЧЕГО ДНЯ ВОДИТЕЛЯ С УЧЕТОМ КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЙ.....	155
ВЕРИТЕЛЬНИК Е.А. ДУДА Д.В. КРАВЧЕНКО А.П.	ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА НА ТРЕТЬЕМ АВТОМОБИЛЬНОМ КОРИДОРЕ В РАЙОНЕ ПОГРАНИЧНОГО ПЕРЕХОДА.....	158
БІЛІЧЕНКО В.В. ЦИМБАЛ С.В.	МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОЇ СТРАТЕГІЇ ДИВЕРСИФІКАЦІЇ ПІДПРИЄМСТВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ.....	162
МИСЮРА Н.И.	ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ГОТОВНОСТИ ПОЖАРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ.....	164
РУСИН В.Б.	ПРОЕКТУВАННЯ МОДЕЛІ МІСЬКОЇ ПАСАЖИРСЬКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ.....	169
ТРИГУБ А.С.	ДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ СИТУАЦИИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ ИНТЕНСИВНЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА.....	174
ТРИГУБ А.С. ЗАХАРОВ В.П.	СТАТИСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАССАЖИРОПОТОКОВ ПО ОСНОВНЫМ НАПРАВЛЕНИЯМ ДВИЖЕНИЯ НА МАРШРУТАХ ЛУГАНСКОЙ ОБЛАСТИ.....	179
КИЧКИН А.В. КИЧКИНА Е.И.	ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ СБОРА И ХРАНЕНИЯ ИНФОРМАЦИИ В ТРАНСПОРТНОЙ ЛОГИСТИКЕ..	183
МИЩЕНКО Н. И. ЗАРЕНБИН В. Г. ХИМЧЕНКО А. В. КОЛЕСНИКОВА Т. Н. КРАМАРЬ С. Н.	ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С НОВЫМ ЗОЛОТНИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ.....	186
НІКУЛЬШИН С. В. НІКУЛЬШИНА Т. М. МАРЧЕНКО А. О.	РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ДО ВИЗНАЧЕННЯ КОНКУРЕНТНОГО ПОТЕНЦІАЛУ АВТОСЕРВІСНОГО ПІДПРИЄМСТВА.....	190
СКАЛЫГА Н.Н.	УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ТОКСИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ ВО ВРЕМЯ НЕКОММЕРЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ПРИРОДНОГО ГАЗА.....	195
ГУБАЧЕВА Л.А.	КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ПАР ТРЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	197
БУДНИЧЕНКО В.Б.	КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІКО – ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДТЗ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ЇХ ЖИТТЄВОМУ ЦИКЛІ.....	200
РАПАЦКИЙ Ю.Л. ОСТРЕНКО А.Г.	ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРА МЕЖДУ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОТИЗАТОРОВ АВТОМОБИЛЕЙ.....	204
СКОЧУК М.П.	ПРИЧИНИ НЕЗАТРЕБУВАНОСТІ ЛОГІСТИКИ ЕКОНОМІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УКРАЇНИ.....	208
МИСКОВЕЦЬ С.В. ГУСЄВ А.П.	АНАЛІЗ ІМОВІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГАРАЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗБІРНО-СКЛАДАЛЬНИХ РОБІТ НА ОСНОВІ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПУ.....	211

БОГАЕВСКИЙ А.Б.	АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К УПРАВЛЕНИЮ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	214
СЕМИН Ю.Г. ФЕДОРЧЕНКО В.В. ФУРМАНЕЦ Е.Л.	АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ КОМПОЗИЦИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА.....	219
ГРИЩУК О.К.	ОЦІНКА ДОСКОНАЛОСТІ КОНСТРУКЦІЇ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	223
ІЛЬЧЕНКО А.В. КОЛОДНИЦЬКА Р.В. КУР'ЯТА В.П.	ВПЛИВ ДОБАВОК РОСЛИННИХ ОЛІЙ НА ВМІСТ САЖІ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ.....	225
ТУРУШИН В.А. ПРОНИН М.А.	ТЯГОВАЯ СИЛА КОНВЕЙЕРОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ С НАКЛОННЫМИ ПИТАЮЩИМИ КАНАЛАМИ.....	230
ЛИТВИНЕНКО В.П. РОМАНЕНКО Н.В.	ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ НАГРУЗОК НА АВТОМОБИЛЬНУЮ ДОРОГУ.....	235
БАНЬКО А.И.	МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ.....	240
ВОЙТЕНКО В.П. ОСЕНИН Ю.І.	МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	244
ВОЙТЕНКО В.П. ОСЕНИН Ю.І.	ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СХЕМНИХ РІШЕНЬ ШИРОКОСМУГОВИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ В АКУСТИЧНИХ ПРИСТРОЯХ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ.....	255
КАШКАНОВ А.А. КУЖЕЛЬ В.П. ГРИСЮК О.Г.	СТРУКТУРНА ІДЕНТИФІКАЦІЯ ДАЛЬНОСТІ ВИДИМОСТІ ДОРОЖНІХ ОБ'ЄКТІВ В СВІТЛІ АВТОМОБІЛЬНИХ ФАР.....	261
БОБОШКО А.А.	КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЕЙ С НЕСКОЛЬКИМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ МОСТАМИ.....	266
Відомості про авторів.....		269

Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н.

КОНЦЕПЦИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В XXI ВЕКЕ

Изложены основные направления вывода автомобильного транспорта Украины из кризисного состояния. Ист. 5.

В любой стране нет более мощной и многогранной отрасли, чем транспорт. Транспорт – величайшее благо человечества. Он удовлетворяет одну из важнейших потребностей человека – потребность в перемещении, преодолевая пространство, время и массу. В этом и состоит суть философии технического прогресса на транспорте.

Продукцией транспорта являются тонны перевезенных грузов и количество перевезенных пассажиров. Только автомобильный транспорт, в отличие от других видов транспорта, полностью удовлетворяет потребности страны в перевозках грузов от «двери до двери» и пассажиров от «дома до дома». Другие виды транспорта производят как бы полуфабрикат, который еще не готов к потреблению. По объемам перевозок грузов и пассажиров автомобильный транспорт занимал, занимает и в перспективе будет занимать ведущее место среди других видов транспорта.

Переход к рыночным отношениям, поспешное акционирование и приватизация транспортных предприятий особенно болезненно отразились на автомобильном транспорте. Резко снизились объемы перевозок и увеличилась их себестоимость.

Мировой опыт показывает, что жесткие рамки командно-административной системы, как и абсолютизация рыночной свободы, не дают должного экономического эффекта. Чисто рыночной экономики нет ни в одной развитой капиталистической стране. Например, планово-рыночная экономика успешно используется в Японии. Около 30 % автомобилей Японии находятся в государственном секторе. По пятилетним планам работает экономика Франции. Экономика Украины должна строиться с учетом ее реальных возможностей и ранее сложившейся структуры.

Для вывода автомобильного транспорта Украины из кризисного состояния должны быть разработаны основные направления развития научно-технического прогресса, транспортной системы и рынка транспортных услуг. Должны быть сформулированы постулаты государственной политики, которые будут отражать специфику проводимых реформ и содержать принципиальные установки по стратегии развития всей транспортной отрасли.

1. Состоянием вопроса и постановка проблемы и очень важным направлением является разработка научно обоснованной "Общей концепции государственной транспортной политики". «Концепция» должна базироваться на принципах устойчивого развития единой транспортной системы и равноценности приоритетов экономичности, экологичности и безопасности. В ней должны быть четко сформулированы региональные аспекты и система транспортных органов управления.

Основные концептуальные транспортные проблемы обсуждались на специальных конференциях и совещаниях работников транспорта, на страницах журналов. К сожалению, до сих пор четкая «Концепция» еще не сформулирована и находится в стадии дискуссий и обсуждений.

2. Вторым очень важным научно-прикладным направлением является «Разработка научных основ экономики транспортных предприятий и эффективной системы управления затратами при перевозке грузов и пассажиров».

Необходимо создать условия и выполнить ряд фундаментальных исследований в области управления автопредприятиями в рыночных условиях функционирования, а также по теории эксплуатации автомобилей и системотехнике транспорта. Для этого необходимо создать неформальную рабочую группу по нормотворчеству («мозговой центр») для разработки необходимой документации и нормативной базы.

Важным направлением модернизации системы управления затратами является разработка и внедрение научно обоснованных методов нормирования, расчета себестоимости, учета затрат и создания на этой базе нормативного метода учета и грамотной калькуляции себестоимости транспортной продукции. Совершенствование методов нормирования с учетом многообразия условий работы транспортных средств – важнейший резерв повышения рентабельности перевозок и снижения затрат.

Внедрение единой классификации условий эксплуатации, прогрессивных нормативов средних технических скоростей, совершенствование давно устаревшей методики нормирования расхода топлива и смазочных материалов, нормативов пробегов автомобилей до капитального ремонта, норм амортизационных отчислений и других нормативов позволит резко повысить эффективность работы автомобильного транспорта и уменьшить затраты на его содержание. В качестве отдельной проблемы возникает проблема совершенствования тарифной системы.

На отечественных грузовых автомобилях не устанавливаются специальные приборы для замера расхода топлива и учета средних технических скоростей. Скорости относятся к числу учитываемых, но не основных показателей работы автомобилей и поэтому практически не используются при управлении транспортным процессом. Поэтому при нормировании расхода топлива (основная статья себестоимости перевозок) средние скорости практически не учитываются, и точность такого нормирования не высока (20-30%).

3. Третьим направлением является разработка диагностической системы поддержания транспортных машин в работоспособном состоянии.

Проблемой поддержания транспортных машин в Украине в технически исправном состоянии практически никто не занимается. Много лет в Украине практически отсутствует «Положение о профилактическом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта».

В связи с этим необходимо срочно создать и внедрить новую диагностическую систему профилактического обслуживания и ремонта по состоянию. Должна быть создана четкая государственная система контроля технического состояния подвижного состава. Необходимо определить место и роль ГАИ в этой системе. Все действующие стандарты устарели и их необходимо заменить, максимально приблизив к международным.

4. Четвертым направлением является внедрение принципиально новой системы нормирования и учета расхода топлива.

Автомобильный транспорт является одним из основных потребителей нефтяных топлив. Расходы на них в структуре затрат на автомобильные перевозки составляют 50-60%.

Действующая эмпирическая (приближенная) методика нормирования расхода топлива была разработана и внедрена более 40 лет назад. В основу были положены разработки ХАДИ (основная норма для порожнего автомобиля и дополнительная в л/100ткм). Методика явно устарела и должна быть давно заменена на новую, максимально учитывающую многообразие условий эксплуатации (средние скорости, температуру и давление воздуха и др.).

Широкое внедрение этой методики позволит ежегодно экономить в Украине 10-15 % светлых нефтепродуктов (около 0,8 млн. т) и существенно снижать выбросы вредных веществ в атмосферу.

5. Пятым направлением является внедрение научно обоснованных стандартов по снижению токсичности отработавших газов.

В Украине много лет действуют устаревшие стандарты по определению оксидов углерода и углеводородов в процентах на холостом ходу. Их суммарная токсичность составляет 3-4%, а на средних и больших нагрузках ничтожно мала. Автомобили с дизельными двигателями проверяются только на дымность и считаются экологически более безвредными, хотя это далеко не так. Оксиды азота, которые в 75 раз ядовитее оксидов углерода и которые в процентном распределении условных выбросов составляют 60%, не проверяются из-за отсутствия стандарта. Необходимо создать новые более прогрессивные стандарты, приближающиеся к европейским, и эффективное контрольно-диагностическое оборудование, позволяющее определять выбросы в г/км при работе двигателей в реальных нагрузочных и скоростных режимах.

6. Шестым направлением следует считать разработку рекомендаций по повышению надежности безопасного функционирования транспортных машин.

В Украине ежегодно погибает на автомобильных дорогах около 7,5 тыс. чел. Это примерно на 2-3 тыс. чел больше, чем могло быть по объективным данным. Количество погибших в ДТП в 2002 г. составило ~ 15% от числа погибших всей Европы при числе автомобилей ~ 2%.

В Италии с населением на 20% больше, чем в Украине (57 млн. чел.) и с количеством автомобилей в 4,4 раза больше (30,7 млн. ед.) в год погибает 6,6 тыс. чел., т.е. почти на 1000чел. меньше, чем в Украине.

Это объясняется низкой культурой организации движения транспортных машин, отсутствием в стране эффективной системы контроля технического состояния машин, проведением примитивных годовых техосмотров органами ГАИ, плохим состоянием дорог и т.д. Импортные легковые автомобили с АБС тормозов в Украине практически никто не проверяет из-за отсутствия современного диагностического оборудования. Приобретаемое импортное оборудование в Германии фирмы "МАХА" и др. фирм позволяет проверить тормоза при скоростях 4-5 км/ч (силовой метод). Не контролируются и другие системы, от которых зависит безопасность дорожного движения.

Этой чрезвычайно важной государственной и гуманитарно-политической проблеме необходимо уделить особое внимание. Высокая аварийность в любой стране свидетельствует о низкой культуре труда, неэффективности функционирования всей транспортной системы, включая инфраструктуру, транспортные машины и людей.

Надежность безопасного функционирования машин – это не только дорожная безопасность. Это дополнительно шумовые воздействия, воздействия колебаний, вибраций и электромагнитные излучения, вредно действующие на человека. В этих направлениях практически ничего не предпринимается.

7. Седьмым направлением является разработка и производство современного отечественного контрольно-диагностического оборудования.

Важнейшей проблемой научно-технического прогресса на автомобильном транспорте является производство отечественного современного контрольно-диагностического оборудования. Необходимо создать передвижные (мобильные) и стационарные станции диагностирования, на которых можно в производственных условиях и на СТО осуществлять физическое моделирование условий работы автомобилей. Опытные образцы такого оборудования созданы в ХНАДУ проблемной научно-исследовательской лабораторией по диагностике и прогнозированию технического состояния автомобилей (создана Постановлением СМ Украи-

ны от 24.5.1974 г.). После соответствующей модернизации эти станции можно запустить в производство.

8. Восьмым направлением является развитие современной сети автомобильных дорог и повышение их эксплуатационных качеств.

Дорожная сеть Украины не соответствует международным требованиям, как по количественным, так и по качественным показателям. Без ее интенсивного развития нельзя ожидать заметного улучшения работы подвижного состава автомобильного транспорта.

Все основные показатели работы грузовых и пассажирских автомобилей очень сильно зависят от дорожных условий. С ухудшением дорожных условий в 2,3 раза снижаются средние скорости, в 1,5 раза снижается производительность машин, в 1,7 раза повышается себестоимость перевозок и расход топлива, в 3-4 раза возрастает выброс вредных веществ. Пробег автомобилей до капремонта снижается в 1,7 раза.

Одним из важнейших эксплуатационных качеств дорог являются допустимые средние технические скорости. Средние скорости по классификации ХАДИ на дорогах 1 гр. для грузовых автомобилей и автобусов составляют в среднем 60 км/ч, для дорог 2 гр. – 47 км/ч, для дорог 3 гр. – 38 км/ч, для дорог 4 гр. – 32 км/ч и для дорог 5 гр. – 26 км/ч. Эти скорости в 2,5 раза меньше расчетных скоростей по СНиП. Заложенный скоростной потенциал используется только на 40%.

9. Девятым направлением является совершенствование системы подготовки технического персонала для автомобильного транспорта.

Автомобильный транспорт, который занимает первое место по количеству перевозимых грузов и пассажиров, не входит в специальность «Транспорт» и значится на последнем месте в направлении «Инженерная механика». Такая «изоляция» автомобильного транспорта от других видов транспорта отрицательно повлияла на перечень изучаемых дисциплин и качество подготовки инженеров-транспортников.

С довоенных лет в вузах сохранилась явно устаревшая специальность «Автомобили и автомобильное хозяйство». Ее необходимо срочно менять с учетом тех коренных изменений, которые происходят на автотранспорте (широкое внедрение электроники, средств технической кибернетики, бортовых компьютерных средств диагностики, развитие информационной и транспортно-эксплуатационных инфраструктур, развитие современных мобильных и спутниковых средств связи).

Надо дать право отдельным национальным университетам самостоятельно определять приоритетные направления и формы научно-педагогической деятельности в области автомобильного транспорта.

Современная вузовская концепция образования должна состоять из трех актов: информационного, аналитического и синтетического. Студент должен быть достаточно информированным, быть знающим и быть понимающим.

Центр тяжести университетского образования должен сместиться в сторону более глубокого понимания существа задач и проблем научно-технического прогресса. Это и есть главная концепция высшего образования.

Одновременно надо существенно повышать уровень экономической подготовки инженеров. Любая техническая идея должна очень квалифицированно обосновываться с экономической стороны. Часто от слабого экономического обоснования гибнут хорошие идеи (умирают не родившись) или внедряются бездарные и малоэффективные идеи. Надо постепенно отходить от поверхностного изучения менеджмента и маркетинга и стремиться серьезно и глубоко изучать транспортные технико-экономические дисциплины.

В высших учебных заведениях многие кафедры чрезмерно увлеклись внедрением ЭВМ и стали рабами компьютерных методов, которые превратились из

вспомогательных в основные. Это уводит кафедры от решения главных вопросов. Чрезмерное увлечение ЭВМ не свидетельствует о высокой научной эрудиции преподавателя. Главная задача преподавателя состоит в умении разрабатывать алгоритмы решения и оптимизации конкретных технико-экономических задач.

10. Десятым направлением является совершенствование методики проектирования транспортных машин и подготовка к производству принципиально новых типов транспортных машин.

Более ста лет автомобиль эксплуатируется человеком. Сейчас в мировой практике постепенно меняются догмы проектирования и конструирования. В перспективе будут создаваться принципиально новые транспортные машины с новыми силовыми установками (с гибридными энергетическими установками, с аккумуляторными батареями, с электрохимическими генераторами). Ведущие фирмы мира планируют уже через пять лет организовать массовое производство легковых автомобилей и автобусов с применением новых энергетических установок. Пик развития традиционных двигателей внутреннего сгорания практически прошел. Появление принципиально новых силовых установок окажет решающее влияние на конструкцию всего автомобиля.

Появление новых силовых установок окажет решающее влияние на конструкцию всего автомобиля. На автомобиле не будет ни ДВС, ни трансмиссии с дифференциалом, ни карданных валов с полуосями. Все механические устройства будут сведены к минимуму.

Во многом изменится система управления автомобилем. Исчезнут механические связи. Все управление будет осуществляться посредством приводов. Эти изменения могут быть реальностью уже через 10-15 лет. Основной агрегат автомобиля будет иметь вид плоской тележки (подобие скейт-борда) толщиной ~ 30 см, в котором будут размещены ТЭ, баки для H₂, электродвигатели колес и др. Не будет ни педалей, ни рычагов, ни рулевой колонки. Их заменит многофункциональный штурвал. Можно по потребности менять фургон на лимузин или минивэн. Менять кузов можно будет на специальных СТО проката кузовов.

Выводы. Перечисленные основные стратегические направления вывода автомобильного транспорта из кризисного состояния в ближайшие 7-15 лет могут быть успешно реализованы, если будут разработаны реальные тактические мероприятия. Это особая и очень важная тема. Необходимо объединить усилия ведущих ученых и кафедр высших учебных заведений и отделов научно-исследовательских институтов. Необходима идейная и материальная поддержка Минтранса, Минобразования и науки. Должна быть заинтересованность работников предприятий автотранспорта. Должны быть соответствующие решения и поддержка кабинета Министров. Организующую роль в выполнении этой важной государственной проблемы должна взять на себя Транспортная академия Украины и специально созданный при ней инициативный штаб («мозговой центр»).

Литература

1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 468 с.
2. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Экономическая кибернетика транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – 218 с.
3. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Техническая кибернетика транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 268 с.
4. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника проектирования транспортных машин. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 165 с.
5. Говорущенко Н.Я. Автомобиль... Каким он будет завтра? – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 50 с.

Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.А., Говорун А.Г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПИРТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЛЯ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Предложен способ использования спиртовых соединений в двигателях внутреннего сгорания, разработана математическая модель расчета энергетических, экономических и экологических показателей автомобиля при движении в режимах городского ездового цикла.
Рис. 3, табл., ист. 3.

В настоящее время остро стоит проблема поиска новых альтернативных видов топлива для двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Таким топливом может быть этиловый спирт, иногда его называют топливным этанолом, в Украине его аналогом является высокооктановая кислородсодержащая добавка (ВКД), производство которой организовано на ГК «Укрспирт».

Известно несколько способов использования спирта в ДВС – в смеси с бензином и чистом виде.

В наше время едва ли существует единый критерий для оценки эффективности использования этилового спирта в качестве моторного топлива. Это связано, в первую очередь, с тем, что существуют как положительные, так и отрицательные аспекты использования этилового спирта в качестве моторного топлива.

К положительным можно отнести следующее:

- высокое октановое число этилового спирта может обеспечить более высокую эффективность его использования в ДВС с более высокой степенью сжатия, или, в случае применения этилового спирта в смеси с бензином, предоставляется возможность использовать бензины с меньшим октановым числом меньшей стоимости;

- меньшая суммарная токсичность ОГ предопределяет меньший экологический ущерб, проявления которого наблюдаются в разных видах и областях, а именно: ухудшение здоровья человека, потеря прибылей, уменьшения урожайности сельскохозяйственных культур и т.п.

К основным факторам, которые определяют отрицательный эффект использования этилового спирта в качестве моторного топлива, относятся:

- более высокая стоимость;
- больший (в 1,5...1,7 раза) эксплуатационный расход;
- расслоение смеси при низких температурах;
- ухудшенный запуск двигателя при низких температурах (при 0 °C запуск практически не возможен);
- высокая скрытая теплота преобразования, что требует специальных подогревателей топливовоздушной смеси [1].

В Национальном транспортном университете предложен способ отдельной подачи в цилиндры двигателя бензина и ВКД, позволяющий исключить значительное количество недостатков использования спирта в качестве топлива для ДВС [2].

Общие требования к системам питания ДВС известные и состоят в том, что система должна обеспечивать приготовление топливовоздушной смеси определенного состава и подачу ее в цилиндры двигателя в необходимом количестве, соответственно режимам его работы. Поэтому, разрабатывая требования и рекомендации к системам питания ДВС, которые обеспечивают отдельную подачу бензина и ВКД, необходимо учитывать основные особенности ВКД как составной

части моторного топлива, применительно к двухтопливным системам питания двигателей грузовых и легковых автомобилей.

В этих системах питания обеспечивается раздельная подача бензина и ВКД, поэтому запуск и работа двигателей в режиме холостого хода осуществляется на бензине.

Предложенная технология использования ВКД обеспечивает устранение ряда недостатков, присущих спиртам при их использовании в качестве моторного топлива.

Основным преимуществом ВКД, которое необходимо максимально использовать, есть ее высокое октановое число.

При раздельной подаче бензина и ВКД в цилиндры двигателя можно увеличивать ОЧ топлива с повышением нагрузки путем увеличения дозы ВКД.

Кафедрой «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета на базе карбюратора К-135 разработана и изготовлена экспериментальная двухтопливная система питания двигателя для использования в качестве моторного топлива штатного бензина и этилового спирта (ВКД).

Из теории ДВС известно, что как недостаточный, так и чрезмерный подогрев топливовоздушной смеси для ДВС нежелателен из-за того, что может привести к ухудшению экономических и экологических показателей двигателя, а также к неоправданному уменьшению его мощности [3].

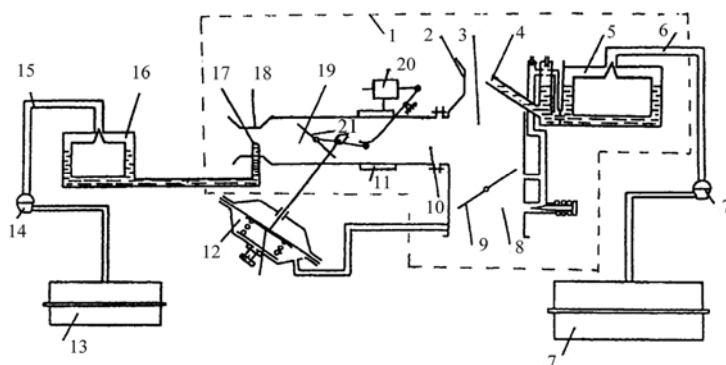


Рис. 1. Схема системы питания ДВС с регулируемым подогревом топливовоздушной смеси

На рис.1 изображена система питания для ДВС грузовых автомобилей с регулируемым подогревом топливовоздушной смеси [2].

Эта система состоит из карбюратора 1, что включает диффузор 2, смесительную камеру 3, заслонку 9 в основном впускном канале 8, распылитель 4, поплавковую камеру 5, а также топливного насоса 7, трубопроводов 6, топливного бака 7, дополнительного впускного канала 19 с диффузором 18, распылителем 17, смесительной камерой 10, дроссельной заслонкой 21 с диафрагменным приводом 12, поплавковой камерой 16, а также топливного насоса 14, трубопроводов 12, топливного бака 13, подогревателя топливовоздушной смеси 11, регулирующего устройства 20.

Система питания работает следующим образом (рис. 1) .

При неработающем двигателе дроссельная заслонка 9 закрыта, а заслонка 21, которая дозирует этиловый спирт, открыта полностью под действием пружины вакуумного привода 12. В момент пуска двигателя разрежение из впускного тру-

бопровода передается каналом в вакуумный повод 12, при этом диафрагма сжимает пружину и штоком закрывает заслонку 21. Запуск двигателя осуществляется на бензине, который поступает в систему холостого хода из поплавковой камеры 5.

При работе двигателя в режиме холостого хода заслонки механизма занимают положение такое, как при пуске двигателя из-за того, что разрежения в этом режиме во впускном трубопроводе достигает значительной величины. С увеличением нагрузки на двигатель, а значит увеличение угла открытия дроссельной заслонки 9, значения разрежения во впускном трубопроводе уменьшается. Это вызывает то, что под действием пружины вакуумного механизма 12 заслонка 21, что регулирует количество спирта, начинает открываться, разрежения в диффузоре 2 снижается, а в диффузоре 18 увеличивается. Часть бензина в смеси, которая поступает в цилиндры двигателя, уменьшается, а спирта – увеличивается.

При полном открытии дроссельной заслонки 9 разрежение во впускном трубопроводе практически равняется нулю.

При уменьшении нагрузки на двигатель дроссельная заслонка 9 прикрывается, разрежения во впускном канале 8 возрастает. Это приводит к прикрыванию заслонки 21. Количество бензина, который поступает в цилиндры двигателя, возрастает.

Моменты начала открытия заслонки 21 регулируются предварительным натяжением пружины вакуумного механизма. Для улучшения процесса испарения спирта в спиртовоздушных смесях, когда двигатель работает на средних и полных нагрузках, используется подогреватель 11. Подведения теплоты осуществляется благодаря циркуляции горячей воды из системы охлаждения, а количество ее регулируется устройством 20.

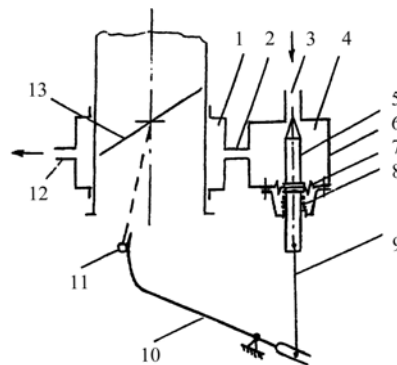


Рис. 2. Схема жидкостного подогревателя топливовоздушной смеси

На рис. 2 показан жидкостный подогреватель топливовоздушной смеси, который состоит из блока 1 подогрева, который имеет впускной 2 и выпускной 12 каналы, дозатора 4 подогревающей жидкости, который состоит из корпуса 6 с впускным каналом 3, игольчатого клапана 5, соединенного с эластичной диафрагмой 7, нагруженной пружиной 8, тяги 9, двухплечого рычага 10, рычага 11 привода дроссельной заслонки 13. Выпускной канал 2 соединен с впускной полостью водяного насоса, впускной канал 3 дозатора 4 соединен с рубашкой охлаждения двигателя, игольчатый клапан 5 шарнирно связан с двухплечим рычагом 10 через тягу 9.

Подогрев топливовоздушной смеси осуществляется таким образом.

В режимах малых нагрузок и в режиме холостого хода топливовоздушная смесь поступает в цилиндры двигателя основным впускным каналом 8 (рис. 2), то есть двигатель работает на штатном топливе (бензине) с увеличением нагрузки двигателя, с момента начала открытия дроссельной заслонки 21 в цилиндры двигателя начинает поступать спирт, в этот же момент в подогреватель поступает жидкость из системы охлаждения.

По мере открытия дроссельной заслонки 21 подогретая жидкость из системы охлаждения впускным каналом 3 (рис. 2), проходное сечение которого регулируется игольчатым клапаном 5, поступает в полость подогревателя 1 каналом 2.

С увеличением открытия дроссельной заслонки 21 (рис. 1) количество жидкости, которая поступает на подогрев, будет увеличиваться пропорционально ее открытию. Тем самым обеспечивается необходимая температурная стабильность топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндры двигателя.

Экспериментальная система питания устанавливалась на двигатель 8Ч 9,2/8,0 (ЗМЗ-53-12), проведены стендовые испытания, подтверждена ее работоспособность, определены энергетические, экономические и экологические показатели.

Одним из наиболее объективных методов оценки экономических и экологических показателей дорожных транспортных средств (ДТС) является их испытание по ездовым циклам, которые включают режимы, характерные для данных эксплуатационных условий. Проведение таких испытаний требует сложного и дорогостоящего оборудования и значительного периода времени для подготовительных работ и проведения непосредственных испытаний. Поэтому в последнее время все более широкое применение получают расчетные методы аналога основных показателей автомобилей с помощью математических моделей, описывающих закономерности движения автомобиля в режимах ездового цикла.

Для этих целей разработана математическая модель движения автомобиля полной массой более 3500 кг в режимах городского ездового цикла согласно ГОСТ 20306-90. Модель представляет систему дифференциальных уравнений, описывающих динамику движения автомобиля в различных режимах, и полиномиальные зависимости, описывающих двигатель как источник энергии, потребитель топлива и воздуха и источник вредных выбросов. Такая модель позволяет анализировать влияние на топливную экономичность и экологические показатели автомобиля различных эксплуатационных и конструктивных факторов.

На рис. 3, а показана осциллограмма движения автомобиля ГАЗ – 66 массой 4000 кг в режиме ездового цикла при работе на бензине по горизонтальному участку дороги длиной 4000 м с асфальтобетонным покрытием. На ленту осциллографа записывалась скорость автомобиля V_a . Здесь же показан характер изменения скорости согласно ГОСТ 20306-90 и полученные расчетом на модели (при $f_0 = 0,016$). Общие показатели автомобиля за цикл длиной 4000 м, полученные при экспериментальных испытаниях: время движения – 460 с; расход бензина – 759,2 г, средняя скорость в цикле - 31,3 км/ч.

При расчете на модели время движения составило 470,52 с, а расход бензина - 737 г, средняя скорость в цикле - 30,6 км/ч. Время выполнения цикла за ГОСТ 20306-90 составляет 482,5 с, средняя скорость в цикле- 29,8 км/ч.

На рис. 3, б показана осциллограмма движения автомобиля ГАЗ – 66 массой 4000 кг за ездовым циклом с экспериментальной системой питания при работе на бензине и ВКД при раздельной их подаче в цилиндры двигателя. Показатели автомобиля за цикл при экспериментальных испытаниях: время движения – 480 с; расход бензина – 518 г, расход ВКД - 350 г, средняя скорость в цикле- 30,0 км/ч.

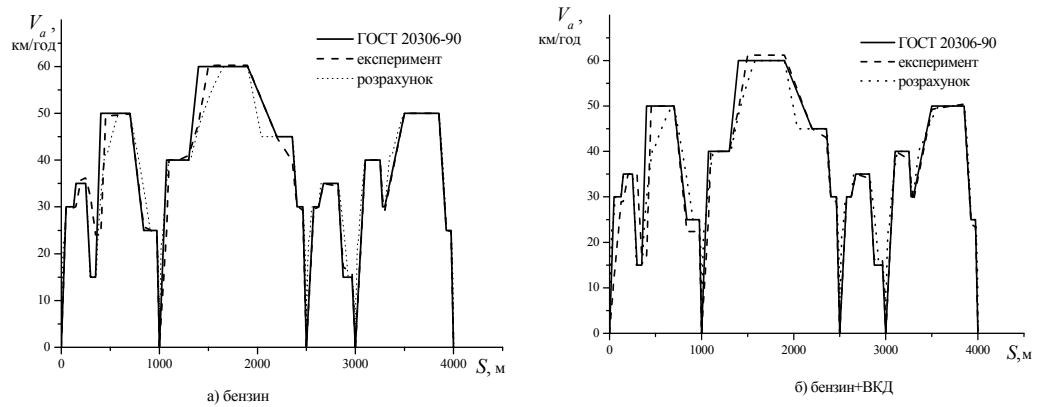


Рис. 3. Изменение скорости движения автомобиля ГАЗ–66 от пути ездового цикла

Таким образом, общие показатели за цикл, полученные в эксперименте и на модели с штатной системой питания, отличаются по времени движения в цикле не больше 2,24%, по расходу бензина – расхождение составляет 2,92 %, по средней скорости - 2,24%, с экспериментальной системой питания – по времени движения не больше 1,27 %, по расходу бензина расхождение составляет 14,2 %, ВКД - 3,3 %, по средней скорости – 1,28 %, по расходу теплоты в цикле – 9,3 %.

Характер изменения скоростей автомобиля в цикле при работе на бензине и смеси бензина и ВКД при отдельной их подаче в цилиндры двигателя за цикл (рис. 4, а, б) полностью отображает заданный закон движения.

Последняя свидетельствует о том, что математическая модель довольно точно описывает характер движения автомобиля в цикле и может быть использована для оценки эффективности конструктивных и эксплуатационных мероприятий, направленных на уменьшение расхода топлива и вредных выбросов ДТС, в частности, использования добавок спиртовых соединений к бензину

Литература

1. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мороз О.Г. Этиловый спирт та його сполуки – можливий замітник бензину на автомобільному транспорті України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру транспортної академії України. –2002. -№ 5. –С.15-19.
2. Система живлення для двигунів внутрішнього згорання. Ю.Ф.Гутаревич, А.Г.Говорун, А.О.Корпач, О.Г.Мороз. Деклараційний патент на винахід. F02M13/06, N54740A, опубл. 17.03.2003. бюл.№ 3.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /Д.Н.Вирубов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др. Под ред. А.С.Орлика, М.Г.Круглова. –4-е изд., перераб. и доп. –М.:Машиностроение, 1983. –372 с.

Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Лотиш В.В., Веремчук О.А.,
Енглезі О.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОЗДОВЖНЬОГО І ПОПЕРЕЧНОГО НАХИЛІВ ШКВОРНІВ НА СТІЙКІСТЬ КЕРОВАНИХ КОЛІС АВТОПОЇЗДА ПРОТИ КОЛИВАНЬ

Розглянуто питання підвищення стійкості руху зчленованих автомобілів шляхом оптимізації конструкції задніх коліс самовстановлюваної осі напівпричепа. Розв'язано завдання вибору кутів нахилу шкворня у поздовжній та поперечній площинах, які забезпечують мінімальний момент бічних реакцій і максимальний ваговий стабілізуючий момент. Рис.1, дж. 3.

Одним із шляхів підвищення ефективності автомобільного транспорту є збільшення його вантажопідйомності. Однак, несуча здатність дорожнього покриття обмежує застосування одиночних автомобілів великої вантажопідйомності. Тому найбільш реальним шляхом вирішення цієї проблеми є застосування автопоїздів.

Зараз перед машинобудуванням стоїть завдання створення багатоланкових транспортних засобів масою 500-1000 і більше тонн, які повинні мати особливо великі розміри бази. Серед багатьох проблем, пов'язаних з їх проектуванням і експлуатацією, виділяються вписуваність в поворот і стійкість руху. Фактор швидкості є суттєвим при дослідженні стійкості руху будь-яких транспортних засобів з коченням. Для автопоїздів додається ще один фактор – пружний шарнір складання. Очевидно, що маневрові якості багатоланкових транспортних засобів гірші, ніж одиночних, і повинні бути оцінені заздалегідь, на стадії проектування. Особливе значення ця проблема має для автопоїздів, призначених для перевезення великогабаритних і довгомірних вантажів. Щоб покращити їх маневреність, до конструкції довгобазних напівпричепів вводять привід управління колесами. Його призначення – забезпечити зменшення зміщення траєкторії візка напівпричепа відносно траєкторії тягача під час руху. Від досконалості системи керування залежить не тільки продуктивність роботи автопоїзда (швидкість руху на закругленнях шляхів і на прямолінійних ділянках, час для маневрування на невеликих площадках), але й безпека руху. З безпекою транспортних засобів нерозривно пов'язаний такий показник, як стійкість руху.

Стабілізація і стійкість керованих коліс проти коливань – важливі експлуатаційні вимоги, що ставляться до керуючого колісного модуля. При незадовільній стабілізації водій вимушений постійно коректувати положення коліс, що відхиляються від прямолінійного руху під дією нерівностей опорної поверхні. Схильність керованих коліс до коливань небезпечна з точки зору безпеки руху. Крім того, ці коливання викликають пошкодження деталей рульового керування, а також підвищену витрату палива та знос шин.

Багатоланковим транспортним засобам притаманний ряд явищ, що не мають місця в одноланкових. Кожна ланка описується своєю системою диференціальних рівнянь. Об'єднання ланок в єдину механічну систему призводить не тільки до зміни коефіцієнтів підсистем диференціальних рівнянь, а і до появи нових членів, які характеризують в'язі між підсистемами – ланками. Стійкість системи не може бути спрогнозована на підставі стійкості підсистем і потребує самостійного аналізу, а це пов'язано з розглядом диференціальних рівнянь вищого порядку [1]. Їх аналіз і розв'язання зустрічає певні труднощі, які породжуються багатовимірністю. Так що багато універсальних методів стають скоріш теоретичними, але недоступними в практичному використанні.

Зазвичай, спочатку динамічну модель системи прагнуть скласти найбільш повно, врахувавши при цьому особливості системи. Коли диференціальні рівняння складені, то вивчаються взаємозв'язки між параметрами системи: з'ясується – слабкі вони чи значні. Після цього слабкими зв'язками нехтують і розглядають диференціальні рівняння системи за окремими частинами. Для того, щоб це відокремлення відбулося, робляться різні додаткові припущення: якісь параметри вважаються дуже великими або малими, якісь елементи розглядаються як абсолютно жорсткі або безінерційні і т.д. [3]. Внаслідок перетворень, що проводяться з метою декомпозиції системи, порядок системи знижується, але і точність розрахунків для певного кола завдань також.

Роздільне проектування керованих мостів і рульового керування без комплексного урахування всіх вимог, які повинна система в цілому виконати, не відповідають вимогам практики. Виконання експлуатаційних вимог особливо актуальне для багатовісних автомобілів підвищеної вантажопідйомності й автопоїздів із задньою самовстановлювальною віссю. Керуючий модуль повинен забезпечувати достатній рівень маневреності автомобіля та кінематичну чутливість управління. А оскільки всі згадані вище вимоги в переважній більшості залежать від одних і тих же конструктивних параметрів, то поліпшуючи одні з них, явно погіршуються інші. Так, для шарнірно-з'єднаних автомобілів, які мають добрі показники вписуваності та маневреності, характерна недостатня стійкість прямолінійного і криволінійного рухів. Ця суперечність вимог до керуючого колісного модуля зумовлює складність оптимізації його параметрів на стадії проектування.

Проблема стійкості руху автопоїздів розв'язується спеціальними конструктивними заходами. У роботі [1] пропонується ґрунтувати їх на принципі, що привод керування задніми колесами повинен забезпечувати їх пасивну роль у формуванні поворотного моменту на всіх режимах руху і поворотах. Оптимізуючи конструктивні параметри, можна добитися того, що в контактні керованого колеса з опорною поверхнею результуючі бічні сили та їх моменти будуть мінімальними, а вагові стабілізуючі моменти перешкоджатимуть зростанню випадкових поворотів коліс самовстановлюваної осі від напрямку прямолінійного руху.

В даній роботі вирішується завдання мінімізації моменту опору повороту керованого колеса за рахунок кутів нахилу шкворнів у поздовжній та поперечній площинах, що забезпечують мінімальний момент рівнодіючої бічних реакцій і максимальний ваговий стабілізуючий момент задніх коліс самовстановлювальної осі напівпричепа.

При аналітичному дослідженні впливу повздовжнього і поперечного нахилів шкворнів на значення вагового стабілізуючого моменту задніх коліс самовстановлюваної осі напівпричепа [1] враховувалось, що кути α , β , $\gamma_{ш}$, θ_n , θ_p малі, а вираз вагового стабілізуючого моменту розкладався спочатку у ряд Тейлора, а потім аналізувався. Таку ж методику дослідження використаємо і для аналізу поведінки моменту рівнодіючої бічних реакцій при комбінованому нахилі осі шворня коліс само встановлювальної осі напівпричепа. Але попередньо перевіримо, які похибки це вносить, а також, який вплив мають великі кути встановлення шкворнів.

В даній роботі це завдання вирішується за допомогою чисельного експерименту, виконаного на ПЕОМ із використанням програми Mathcad фірми MathSoft.

Ваговий стабілізуючий момент при комбінованому нахилі осі шворня коліс самовстановлювальної осі напівпричепа визначається залежністю [2]:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{Rz1} = R_z \cos(\alpha_{oi} + \gamma_{oi}) (l_{\sigma} - r_A \operatorname{tg} \gamma_{\sigma}) \times \\ \times [\sin \beta_{\sigma} \cos(\theta_i + \theta_{\varepsilon}) + \cos \beta_{\sigma} \sin \alpha_{oi} \sin(\theta_i + \theta_{\varepsilon})], \end{aligned} \quad (1)$$

де $\theta_0 = \alpha\beta^{-1}$; θ_0 - кут недоповороту коліс;

R_z - нормальна реакція на колесах; r_D - динамічний радіус колеса;

$\gamma_{ш0}$ - кут розвалу коліс у нейтральному положенні;

$\gamma_{ш} = \gamma_{ш0} + \beta(1 - \cos \theta_0)$ - поточний кут розвалу;

$l_{ц}$ - найкоротша відстань між поздовжньою віссю колеса і шворня;

$\varphi = 0,5\pi - \alpha_{ш0} - \gamma_{ш0}$ - кут між віссю шворня й цапфою;

θ_l, θ_n - кут повороту лівого та правого коліс відповідно.

Розкладемо функції (1) у ряд Тейлора і всі складові що мають ступінь, вищий за перший, відкинемо:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{Rz1} = R_z (1 - 0,5 \cdot (\alpha_{\theta i} + \gamma_{\theta i})^2) (l_{\dot{\theta}} - r_A \gamma_{\theta}) \times \\ \times \left[(1 - 0,5 \cdot \beta_{\theta}^2 + \alpha_{\theta i} \cdot \theta_0 + \beta_{\theta} \cdot (1 - 0,5 \cdot \theta_0^2)) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

Поводження вагового стабілізуючого моменту при зміні кутів нахилу шкворнів розглянемо на числовому прикладі:

$\gamma_0 = 0,01$, $l_{ц} = 0,3$ м, $r_D = 0,5$ м, $R_z = 10000$ Н.

Кути α та β змінюються з кроком 0,02 рад. При цьому розрахунок проводиться при $-0,5 \leq \alpha \leq 0,5$ і $-0,5 \leq \beta \leq 0,5$.

Будуємо графіки залежності вагового стабілізуючого моменту M_{Rz1} від кутів нахилу шкворнів у поперечній площині $\beta_{ш}$ і поздовжній $\alpha_{ш}$ за виразами (1), (2).

На графіках, рис. 1 і 2 показані поверхні, що характеризують залежності M_{Rz1} вагового стабілізуючого моменту від кутів $\alpha_{ш}$ та $\beta_{ш}$.

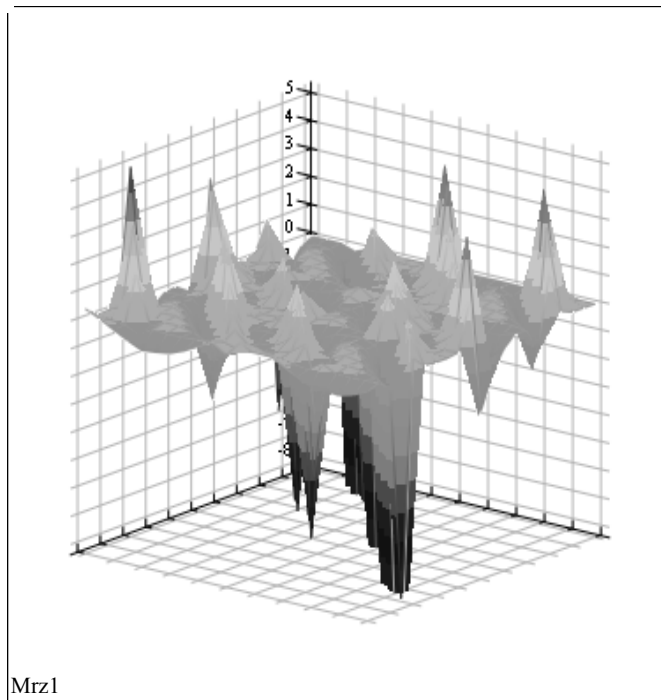
Для функції M_{Rz1} (1) максимум досягається при $\beta \approx 0,44$ і $\alpha \approx -0,3$, при цьому $M_{Rz1} = 42400$ Н = 42,4 кН. Для функції M_{Rz1} (2), розкладеної в ряд Тейлора, максимум досягається при $\beta \approx 0,4$ і $\alpha \approx -0,37$, при цьому $M_{Rz1} = 37600$ Н = 37,6 кН.

Порівнявши поверхні, що характеризують залежності M_{Rz1} вагового стабілізуючого моменту від кутів $\alpha_{ш}$ та $\beta_{ш}$ на графіках 1 і 2, можна зробити висновок, що характер поведінки M_{Rz1} при розкладанні в ряд Тейлора не змінюється, а величина його зменшується.

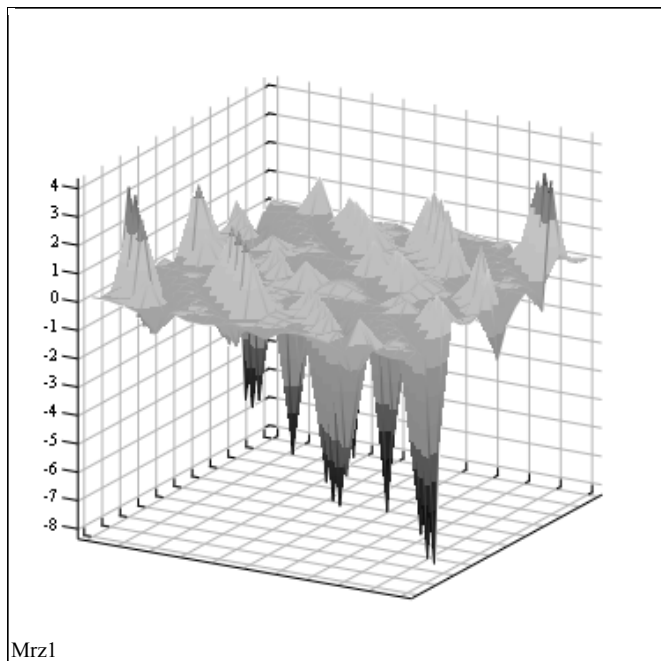
У роботі [1] при аналітичному дослідженні впливу повздовжнього і поперечного нахилів шкворнів на значення вагового стабілізуючого моменту задніх коліс самовстановлюваної осі напівпричепа встановлено, що на стійкість керованих коліс проти коливань позитивно впливають лише від'ємні кути поздовжнього нахилу шворня. Тому для забезпечення стійкості руху автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа в межах експлуатаційних швидкостей необхідно вибрати із знайдених значень поздовжніх кутів нахилу шворня від'ємні: $\beta \approx 0,44$ і $\alpha \approx -0,3$.

Розглянемо завдання мінімізації моменту бічних реакцій задніх коліс самовстановлювальної осі напівпричепа за рахунок вибору відповідної схеми встановлення шкворнів.

Постановка завдання: знайдемо, при яких значеннях кутів нахилу шкворнів у поперечній площині $\beta_{ш}$ і поздовжній $\alpha_{ш}$ момент рівнодіючої бічних реакцій у нейтральному положенні колеса буде мінімальним.



а)



б)

Рис. 1 Ваговий стабілізуючий момент $M_{RZ1}(\alpha_{ш}, \beta_{ш})$, побудований:
а) за формулою (1); б) за формулою (2)

Результуючий момент рівнодіючої бокових реакцій керованого колеса при комбінованому нахилі шворня визначається залежністю[2]:

для лівого керованого колеса

$$M_{Rx1} = R_x l_u \sin \varphi [-\cos \varphi \cos \theta_l \sin(\theta_o + \theta_{l1}) - \sin \alpha_{uo} \cos \beta_u \sin \theta_l \sin(\theta_o + \theta_{l1}) + \cos \beta_u \sin \theta_l \cos(\theta_o + \theta_{l1})] + R_x r_D \cos \gamma_{uo} (\sin \beta_u \cos \alpha_{uo} + \sin \alpha_{uo} \sin \theta_l); \quad (1)$$

для правого керованого колеса

$$M_{Rx2} = R_x l_u \sin \varphi [\cos \alpha_{uo} \cos \theta_n \sin(\theta_o + \theta_{n2}) - \cos \beta_u \sin \theta_n \cos(\theta_o + \theta_{n2})] + R_x r_D \cos \gamma_{uo} (\sin \alpha_{uo} \sin \theta_n - \sin \beta_u \cos \alpha_{uo} \cos \theta_n); \quad (2)$$

де $\theta_0 = \alpha \beta^{-1}$;

R_x - рівнодіюча бокових реакцій;

γ_{uo} - кут розвалу коліс у нейтральному положенні;

$\gamma_{ui} = \gamma_{uo} + \beta(1 - \cos \theta_0)$ - поточний кут розвалу;

θ_0 - кут недоповороту коліс;

l_u - найкоротша відстань між поздовжньою віссю колеса і шворня;

r_D - динамічний радіус колеса;

$\varphi = 0,5\pi - \alpha_{uo} - \gamma_{uo}$ - кут між віссю шворня і цапфою;

θ_l, θ_n - кути повороту лівого та правого коліс відповідно.

Пошук значень кутів нахилу осі шворня α_{uo}, β_{uo} , за яких функція

$M_{Rx}(\alpha_u, \beta_u)$ має мінімум, є задачею диференціального обчислення функцій багатьох змінних.

Сукупність підозрілих на екстремум точок знайдемо з необхідних умов існування екстремуму:

$$\frac{\partial M_{Rx}(\alpha, \beta)}{\partial \alpha} = 0, \quad \frac{\partial M_{Rx}(\alpha, \beta)}{\partial \beta} = 0. \quad (3)$$

Із достатніх умов існування екстремуму:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial^2 M_{Rx}}{\partial \beta_o^2} & \frac{\partial^2 M_{Rx}}{\partial \beta_o \partial \alpha_o} \\ \frac{\partial^2 M_{Rx}}{\partial \alpha_o \partial \beta_o} & \frac{\partial^2 M_{Rx}}{\partial \alpha_o^2} \end{vmatrix} > 0, \quad \frac{\partial^2 M_{Rx}}{\partial \beta^2} > 0 \quad (4)$$

знайдемо ті α_{oi}, β_{oi} , які реалізують мінімум функції $M_{Rx}(\alpha_u, \beta_u)$.

Зважаючи на малість кутів $\alpha_o, \beta_o, \gamma_{oi}, \gamma_o, \theta_0$, розкладемо їх функції в ряд Тейлора, і всі складові, що мають порядок, вищий за перший, відкинемо. Тоді момент бічних реакцій у нейтральному положенні для лівого керованого колеса:

$$M_{R_{x1}} = R_x l_y \left[1 - \frac{(\alpha + \gamma_0)^2}{2} \right] \cdot \left[\left(1 - \frac{\beta^2}{2} - \alpha - \gamma_0 \right) \theta_0 - \alpha (1 - \beta^2) \cdot \theta^2 \right] + R_x r_y (1 - \gamma_0^2) \cdot \left[\beta \left(1 - \frac{\alpha^2}{2} \right) + \alpha \theta_0 \right]; \quad (5)$$

для правого керованого колеса:

$$M_{R_{x2}} = R_x l_y \left[1 - \frac{(\alpha + \gamma_0)^2}{2} \right] \cdot (\beta^2 - \alpha^2) \cdot 0,5 \theta_0 + R_x r_y (1 - 0,5 \gamma_0^2) \cdot \left[\alpha \theta_0 - \left(1 - \frac{\alpha^2}{2} \right) \cdot \beta \left(1 - \frac{\theta_0^2}{2} \right) \right]. \quad (6)$$

Необхідні умови існування екстремуму (3) задовольняються при наступних кутах шкворнів:

$$\beta_{\theta 1,2} = \pm \sqrt{\frac{l_{\theta} (\gamma_0 + 2\alpha) [1 - (\alpha + \gamma_0)^2 + r_{\alpha} \alpha^2 (1 - 0,5 \gamma_{\theta i}^2)]}{r_{\alpha} (1 - 0,5 \alpha^2) (1 - 0,5 \gamma_{\theta i}^2) - 0,5 l_{\theta} \alpha [1 - (\alpha_{\theta} + \gamma_{\theta i})^2]}}; \quad (7)$$

$$\alpha_{\theta 1,2} = B^{-1} \{ -A \pm [A^2 - 4B \gamma_{\theta o}^{-1} (4,6 \gamma_{\theta o} l_{\theta} r_{\theta}^{-1} - (0,5 \gamma_{\theta o}^2 - 1)^2]^{0,5} \} \quad (8)$$

Тут введено позначення

$$A = 2r_{\theta} l_{\theta}^{-1} (0,5 \gamma_{\theta o}^2 - 1)^2 - (1 - \gamma_{\theta o}), \quad B = 2l_{\theta} r_{\theta}^{-1} (1,5 \gamma_{\theta o}^2 + 4 \gamma_{\theta o} - 4,5). \quad (9)$$

Усі чотири корені умови (4) задовольняють. Таким чином, отримані вирази для визначення кутів нахилу осі шкворня, за яких момент бічних реакцій досягає свого мінімального значення. Тепер виконаємо чисельний аналіз.

Поводження моменту рівнодіючої бічних реакцій при зміні кутів нахилу шкворнів розглянемо на числовому прикладі:

$$\gamma_0 = 0,01, \quad l_{\theta} = 0,3 \text{ м}, \quad r_{\theta} = 0,5 \text{ м}, \quad R_x = 1000 \text{ Н}.$$

Кути α і β змінюються з кроком 0,02 рад. При цьому розрахунок проводиться при $-0,2 \leq \alpha \leq 0,2$ і $-0,2 \leq \beta \leq 0,2$.

За розрахунками отримали наступні значення кутів встановлення шкворнів, які забезпечують екстремальні значення моменту рівнодіючої бічних реакцій.

Для лівого керованого колеса:

максимум досягається за

$$\beta \approx -0,02, \quad \alpha \approx -0,16 \text{ та } \alpha \approx 0,16;$$

$$\beta \approx 0,02, \quad \alpha \approx -0,1 \text{ та } \alpha \approx 0,1;$$

мінімум досягається за

$$\beta \approx -0,02, \quad \alpha \approx -0,1 \text{ і } \alpha \approx 0,1;$$

$$\beta \approx 0,02, \alpha \approx -0,16 \text{ і } \alpha \approx 0,16.$$

Для правого керованого колеса:
максимум досягається за

$$\beta \approx -0,02, \alpha \approx -0,16 \text{ і } \alpha \approx 0,1;$$

$$\beta \approx 0,02, \alpha \approx -0,1 \text{ і } \alpha \approx 0,16;$$

мінімум досягається за

$$\beta \approx -0,02, \alpha \approx -0,1 \text{ і } \alpha \approx 0,16;$$

$$\beta \approx 0,02, \alpha \approx -0,16 \text{ і } \alpha \approx 0,1.$$

У роботі [1] встановлено, що на стійкість керованих коліс проти коливань позитивно впливають лише від'ємні кути поздовжнього нахилу шворня. В цьому випадку ваговий стабілізуючий момент є максимальним. Таким чином, для забезпечення стійкості руху автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа в межах експлуатаційних швидкостей необхідно вибрати із знайдених значень поздовжніх кутів нахилу шворня від'ємні.

Проведеними дослідженнями встановлено оптимальні кути нахилу осі шкворня для напівпричепів автопоїздів із самовстановлювальними колесами задньої осі. Результати досліджень можуть бути використані для визначення кутів нахилу осі шкворня для автобусів надвеликого і великого класу з самостановлювальною віссю.

Застосування самовстановлювальних коліс задньої осі транспортних засобів приводить до погіршення стійкості руху, зокрема, зниженню критичної швидкості прямолінійного руху. Тому потребує перевірки розглянута методика визначення оптимальних кутів нахилу осей шкворня і з умови забезпечення стійкості руху транспортного засобу.

Література

1. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Барилевич Є.Л., Крестьянополь О.А. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда // Вісн. Центрального наук. центру Трансп. Акад. України. — 1999. — №2. — С.70.
2. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: Автореферат дис. ... д-ра техн. наук. — К., 1995. — 42 с.
3. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Вакуліч А.В., Сондак В.М., Математична алгоритмізація розв'язання задачі стійкості руху автомобіля у випадку значної розмірності вектора його стану // Вісн. Центрального наук. центру Трансп. Акад. України. — 2001. — №4. — С.76-79.

ДО ПИТАННЯ ОБ'ЄКТИВНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Анотація статті. В статті наведено результати досліджень по створенню спрощеного їздового циклу, який включає лише усталені навантажувальні режими і дозволяє визначати технічний стан двигуна і автомобіля в цілому в умовах експлуатації. Рис. 4, табл. 6, дж. 4.

Кількість шкідливих викидів (ШВ) і витрата палива дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) значною мірою залежать від технічного стану (ТС) двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ). Тому виникає необхідність його постійного контролю протягом усього періоду експлуатації ДТЗ. Для оцінки ТС автомобілів нормативно-технічною документацією передбачено перевірки параметрів, за якими судять про відповідність даного ДТЗ вимогам з погляду забруднення довкілля і можливості подальшої експлуатації. В Україні ДТЗ з бензиновими ДВЗ на стадії експлуатації проходять перевірку згідно ДСТУ 4277:2004 (за скасуванням ГОСТ 17.2.2.03-87), в Європі – згідно Директиви 96/96/ЕС ЄЕК ООН. Ці перевірки здійснюються в режимах холостого ходу і не дозволяють визначати дійсний ТС ДВЗ. На стадії виробництва здійснюються більш інформативні перевірки – в процесі руху ДТЗ за їздовими циклами (ІЦ), зокрема, за Європейським ІЦ, яким користуються в Європі і Україні. Проте внаслідок наявності неусталених режимів в Європейському ІЦ, застосування його в умовах експлуатації досить утруднено. Тому постало питання створення спрощеного ІЦ для перевірки ТС ДТЗ в умовах експлуатації, що містить усталені навантажувальні режими і дозволяє об'єктивно визначати ТС ДВЗ.

На кафедрі "Двигуни та теплотехніка" Національного транспортного університету (НТУ) проводилися роботи з розробки такого циклу. На першому етапі було проведено стендові випробування двигуна ВА3-2106, що дозволили отримати серію характеристик при роботі ДВЗ у широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, характерних для умов експлуатації. Для прикладу на рис. 1 показано навантажувальну характеристику бензинового ДВЗ ВА3-2106, визначену при $n_d=2700 \text{ хв}^{-1}$, за якою можливо прослідити характер зміни енергетичних, паливно-економічних та екологічних показників випробуваного ДВЗ.

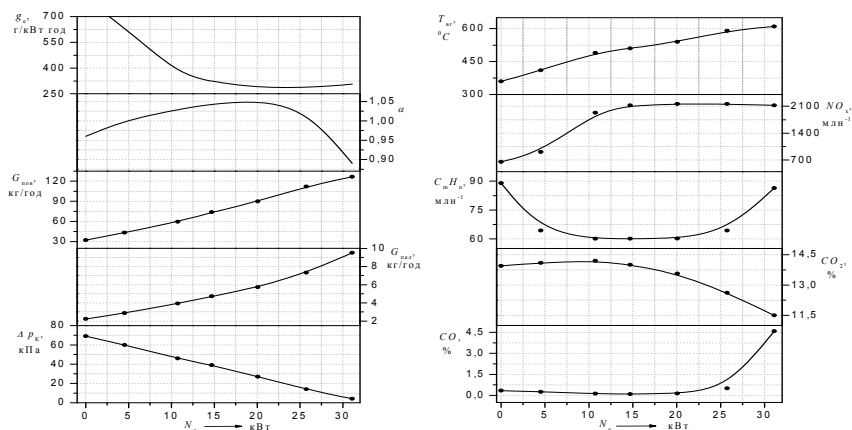


Рис. 1. Навантажувальна характеристика бензинового двигуна ВА3-2106 при $n_d=2700 \text{ хв}^{-1}$

Згідно методу математичного планування експерименту [1], показники ДВЗ, отримані в результаті випробувань, описано поліноміальними залежностями, які визначають двигун ВАЗ-2106 як джерело ШВ, споживача палива і повітря. Адекватність отриманих залежностей доведено за критерієм Фішера. Значення коефіцієнтів поліномів, параметри автомобіля ВАЗ-2106 та умови руху внесено до математичної моделі руху ДТЗ, яка дозволяє визначити енергетичні, паливно-економічні та екологічні показники ДТЗ в експлуатаційних умовах, відтворених імітацією режимів Європейського ЇЦ згідно Правил № 83 ЄЕК ООН [2]. В результаті математичного моделювання отримано значення витрати палива ($G_p=114$ мл/цикл) та ШВ ($CO=12,6$ г/цикл, $C_mH_n=1,14$ г/цикл, $NO_x=1,58$ г/цикл, $CO_2=240$ г/цикл) за цикл. Графічне зображення швидкості руху та зміни витрати палива ДТЗ за Європейським ЇЦ в координатах “Швидкість-час” показано на рис. 2.

Перевірка адекватності математичної моделі здійснювалась порівнянням отриманих результатів паливної економічності ДТЗ з результатами випробувань автомобіля ВАЗ-2106 з досліджуваним двигуном ВАЗ-2106 на моделюючому роликовому стенді. Визначення паливної економічності проводилось за Європейським ЇЦ [3]. Розбіжності між результатами (табл.1) дають підстави вважати математичну модель адекватною. Залежності витрати палива та швидкості руху ДТЗ від часу випробування показано на рис. 3.

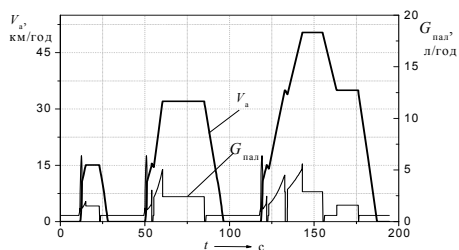


Рис. 2. Змодельований Європейський їздовий цикл

Таблиця 1

Порівняльні результати досліджень автомобіля ВАЗ-2106 за Європейським ЇЦ

Тип дослідження	$G_{пал}$, мл	t , с	$V_{ср}$, км/год	S , м
Розрахунок на мат. моделі	114	194,4	19,3	1013
Стендові випробування	107	195	18,4	1013
Похибка, %	6,1	0,3	4,6	0

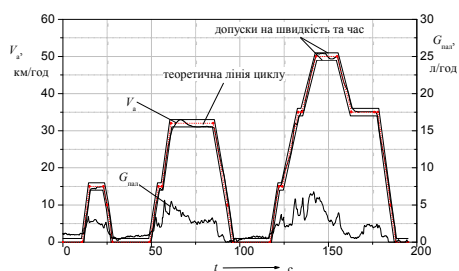


Рис. 3. Європейський ЇЦ, отриманий при випробуваннях автомобіля ВАЗ-2106

На другому етапі досліджень проводилось визначення набору таких усталених режимів, які б забезпечували визначення показників ДТЗ, близьких до отриманих у ЇЦ. Спрощення Європейського ЇЦ проводилось шляхом заміни неусталених режимів усталеними, яке можливо за заміни неусталеного режиму “середньою точкою”, що являє собою середні значення показників режиму роботи ДВЗ і може

бути визначена: 1 – за розрідженням у впускному трубопроводі Δp_k , частотою обертання колінчастого вала ДВЗ n_d ; 2 – за крутним моментом M_k і частотою обертання колінчастого вала n_d . Можливість такої заміни режимів доведено порівнянням розбіжностей розрахункових значень витрати палива (4,4%) і масових викидів ШР (менше 10%), отриманих у Європейському ІЦ, та при заміні режимів “середніми точками”, визначеними згідно першого способу. В даному дослідженні заміна неусталених режимів Європейського ІЦ здійснювалась при умові, що робота, виконана ДВЗ на певному режимі, має дорівнювати роботі, виконаній тим же ДВЗ на заміненному усталеному режимі. Середні значення показників режимів роботи визначались за залежністю (1), яка дозволяє для кожного неусталеного режиму за середніми значеннями M_k і n_d визначати витрати палива та повітря і концентрації ШР, виходячи з яких, визначаються сумарні витрати палива та повітря і сумарні масові викиди ШР за цикл.

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^m X(t) \cdot \Delta t_i}{t_m - t_i}, \quad (1)$$

де, X_c – середнє значення певного показника роботи ДВЗ на окремих режимах спрощеного випробувального циклу; $X(t)$ – миттєве значення певного показника роботи ДВЗ на i -х ділянках режиму; Δt_i – тривалість i -ї ділянки режиму циклу; m – кількість ділянок режимів; t_m і t_i – час початку й кінця режиму.

Порівняння розбіжності значень витрат палива, визначених за першим та другим способами (1,68 %), свідчить про рівноцінність обох способів визначення показників. Після заміни неусталених режимів руху Європейського ІЦ усталеними було поєднано ідентичні режими руху. В результаті чого отримано одинадцять усталених режимів замість тридцяти (табл. 2). Графічне зображення показників режимів роботи ДВЗ автомобіля ВА3-2106 у спрощеному 11-режимному випробувальному циклі показано на рис. 4. Порівняння значень витрати палива та викидів ШР, визначених за 11-режимним циклом і на математичній моделі, показано в табл. 3, з якої видно, що отримані результати достатньо близькі і розбіжність між показниками не перевищує 10,3 %.

Таблиця 2
Показники, що визначають режими роботи ДВЗ у спрощеному циклі

Режим, що заміняється	Показники режиму роботи ДВЗ					
	T, с	M_k , Н·м	n_d , хв ⁻¹	Δp_k , кПа	V_a , м/с	
Холостий хід (ХХ)	87,9	0	850	73	0	
Розгін ДВЗ в режимі ХХ	1,5	14,3	1346	73	0	
Рушання ДТЗ з місця на 1 п.	3,6	75,8	2291	21,7	1,15	
Розгін при зблокованому зчепленні	на 1 п.	6,4	19,8	2029	69,6	3,74
	на 2 п.	14,4	50,2	2102	48,6	6,77
	на 3 п.	8,4	59,9	2360	41,9	11,75
Рух з постійною швидкістю	15 км/год на 1п.	8,1	5,7	2271	72	4,19
	32 км/год на 2п.	24,4	10,9	2786	69	8,98
	50 км/год на 3п.	12,13	19,4	2798	64,9	13,93
	35 км/год на 2 п.	12,6	17,1	1953	66,1	9,72
Примусовий холостий хід (ПХХ)	11,17	-15,1	1589	73	7,86	

Наступний етап полягав у доведенні можливості використання розробленого циклу для перевірки екологічних та паливно-економічних показників будь-якого ДТЗ. Для досліджень було обрано автомобіль “Таврія” з двигуном МеМЗ-245, для якого експериментальні характеристики отримано на кафедрі “Двигуни і теплотехніка” НТУ раніше [4]. Параметри режимів (M_k , Δp_k і n_d) за спрощеним циклом для ДТЗ “Таврія” визначено за швидкістю руху ДТЗ і наведено в табл. 4.

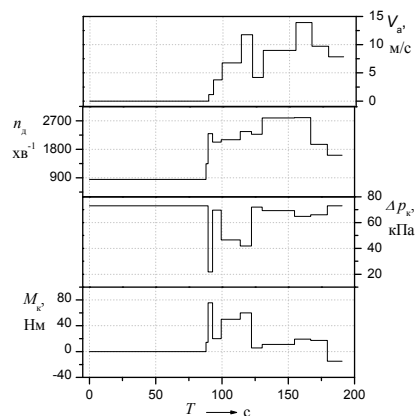


Рис. 4. Графічне зображення показників, що визначають режими спрощеного випробувального циклу для автомобіля ВА3-2106

Таблиця 3

Показники роботи ДТЗ за 11-режимним випробувальним циклом і змодельованим Європейським їздовим циклом

Показник роботи ДТЗ, г/цикл	Тип розрахунку		Розбіжність, %	
	Змодельований Європейський ІЦ	11-режимний випробувальний цикл		
Сумарна кількість палива	85,5	81,79	4,3	
Масові викиди	оксиду вуглецю	12,6	11,3	10,3
	вуглеводнів	1,14	1,26	9,5
	оксиду азоту	1,58	1,53	3,2
	двооксиду вуглецю	240	229,8	4,3

Таблиця 4

Режими спрощеного випробувального циклу для автомобіля "Таврія" з двигуном МеМ3-245

Режим Європейського ІЦ, якому відповідає режим спрощеного циклу	Δp_k , кПа	M_k , Нм	n_d , хв ⁻¹	Тривалість режиму t , с	Сумарна тривалість t , с	Фактор вагомості P	
Холостий хід (ХХ)	1,6	0	950	87,9	87,9	0,061	
Розгін ДВЗ у режимі ХХ	64,5	7,1	1460	1,5	99,4	0,008	
Рушання ДТЗ з місця на 1 п.	15,5	58,7	2085	3,6	93	0,019	
Розгін при заблокованому зчепленні	на 1 п.	53,7	18,3	1767	6,4	99,4	0,034
	на 2 п.	37,3	37,1	1910	14,4	113,8	0,076
	на 3 п.	37,6	36,7	2238	8,4	122,2	0,044
Рух з постійною швидкістю	15 км/год (1 п.)	68,8	2,1	2038	8,1	130,3	0,042
	32 км/год (2 п.)	66	5,7	2544	24,4	154,7	0,128
	50 км/год (3 п.)	60	11,9	2541	12,13	166,8	0,064
	35 км/год (3 п.)	62,7	9,1	1772	12,6	179,4	0,066
Примусовий ХХ	28,7	0	950	11,17	190,6	0,059	

За значеннями M_k , n_d і Δp_k та експериментальними характеристиками МеМ3-245 визначались екологічні та паливно-економічні показники ДТЗ "Таврія". Однак визначення указаних показників ДТЗ безпосередньо з експлуатаційних характеристик дає велику похибку при розрахунках ($\Delta G_n=11\%$, $\Delta CO=8\%$, $\Delta C_m H_n=43\%$, $\Delta NO_x=33\%$, $\Delta CO_2=12\%$). Це пов'язано з тим, що на усталених режи-

мах, на яких визначено характеристики, не враховуються маси ДТЗ, що обертаються, які в Європейському ІЦ задаються прискоренням та сповільненням ДТЗ. Тому, при визначенні параметрів режимів роботи ДВЗ необхідно враховувати коефіцієнт δ , який враховує маси, що обертаються. Порівняння розбіжностей показників, отриманих за змодельованим Європейським ІЦ [4] і в 11-режимному циклі (табл. 5), указує що використання спрощеного циклу дозволяє з високою точністю оцінити паливну економічність ДТЗ і визначити екологічні показники. Це дає підстави стверджувати, що в умовах експлуатації застосування такого циклу дозволить виявити відхилення в регулюваннях ДВЗ, його несправності, та оцінити показники ДТЗ при використанні альтернативних палив та пристроїв для покращення паливної економічності і екологічних показників ДТЗ. Використання спрощеного циклу, для порівняння показників роботи ДВЗ різних моделей, можливо при визначенні показників на одиницю витраченої енергії. Визначення питомих показників у г/кВт·год в спрощеному циклі визначалось згідно з методикою, викладеною в ОСТ 37.001.070 – 75 “Двигатели бензиновые грузовых автомобилей и автобусов. Выделение вредных веществ. Методы определения”.

Таблиця 5

Порівняльні результати розрахунку показників роботи автомобіля “Таврія” з двигуном МеМЗ-245

Показник роботи автомобіля, г/цикл		Спрощений 11-режимний цикл	Змодельований Європейський цикл	Розбіжність, %
Сумарна кількість палива		61,5	61,7	0,6
Масові викиди	оксид вуглецю	7,97	7,87	1,2
	вуглеводні	1,45	1,64	9,99
	оксид азоту	1,37	1,32	3,6
	двоокис вуглецю	172,8	174	0,68

Таблиця 6

Питомі показники паливної економічності і шкідливих викидів автомобіля “Таврія” з двигуном МеМЗ-245

Витрата палива G_n , кг/кВт·год	Шкідливі викиди, г/кВт·год			
	CO	$C_m H_n$	NO_x	CO ₂
0,635	0,082	0,156	0,0141	1,817

Висновки. Таким чином, проведені дослідження показали, що використання спрощеного випробувального циклу, розробленого для автомобіля ВА3-2106, можливе для визначення ТС будь-якого легкового ДТЗ. А розрахунок показників паливної економічності та ШВ на одиницю витраченої енергії дозволяє порівнювати ці показники для різних ДТЗ.

Література

1. Э.Э. Рафалес-Ламарка, В.Г. Николаев. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов. «Наукова думка», Киев. – 1971.
2. Правила ЕЭК ООН 83-03 Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей. - 01.01.03.- К.: Держстандарт України, 2003. - 270 с.
3. ГОСТ 20306–90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.92 –М. Издательство стандартов, 1991. – 31с.
4. Мержиєвська Л.П. Покращення паливної економічності і зменшення шкідливих викидів автомобілів раціональним регулюванням бензинових двигунів: Спец. 05.22.10 Експлуатація автомобільного транспорту. Дисертація на здобуття наук. ст. к. т. н. - Київ, УТУ. 1998.- 247с.

Сахно В.П., Стельмашук В.В., Кузнецов Р.М., Вороніна І.Ф.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

Розглянуто питання підвищення стійкості руху зчленованих автомобілів шляхом оптимізації конструкції задніх коліс самовстановлюваної осі напівпричепа. Розв'язано завдання вибору кутів нахилу шкворня у поздовжній та поперечній площинах, які забезпечують мінімальний момент бічних реакцій і максимальний ваговий стабілізуючий момент. Рис.1, дж. 5.

У роботах [1-4] наведено результати аналітичних досліджень показників керованості та стійкості руху триланкових автопоїздів. Ці дослідження проведені при деяких допущеннях, зокрема, про характер залежності та величини кута бічного відведення від бічної сили, про величину момента інерції кожної ланки автопоїзда й ін. Тому метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів керованості та стійкості триланкових автопоїздів.

Експериментальні дослідження проведено на триланкових автопоїздах трьох різних компоновальних схем, обладнаних необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою [5]. В завданні експериментальних досліджень автопоїзда входило визначення показників керованості і стійкості руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем при виконанні маневрів "переставка", "пряма", "поворот".

Експериментальні дослідження проведені у кілька етапів. На першому їх етапі – прямолінійний рух ("пряма") шляхом машинного опрацювання даних випробувань отримано значення кута повороту рульового колеса - α , кутів складання ланок автопоїзда - φ_1 (кут між поздовжніми осями тягача і напівпричепа) і φ_2 (кут між поздовжніми осями напівпричепа і причепа), кутової швидкості повороту тягача, бічного прискорення центра мас тягача - \dot{V}_{y1} і ланок автопоїзда - \dot{V}_{y2} , \dot{V}_{y3} , бічних переміщень ланок автопоїзда за швидкості руху повністю завантаженого автопоїзда $V_a=40\ldots90$ км/год. Так, за прямолінійного руху сидельно-причіпного і причіпного автопоїзда коридором шириною 3,5 м відзначена незначна відмінність параметрів руху від нульових значень. При цьому кути складання φ_1 і φ_2 практично дорівнюють нулю. Діапазони зміни параметрів руху "пряма" причіпного і сидельно-причіпного автопоїзда (у знаменнику) наведено у табл. 1.

За еталон при випробуваннях трьохланкових сидельно-причіпних автопоїздів приймався двохланковий сидельний автопоїзд, трьохланкових причіпних – двохланковий причіпний автопоїзд з причепом з центрально-розташованими осями, причіпного-причіпного автопоїзда – двохланковий автопоїзд з трьохвісним керованим причепом. Ці автопоїзди утворювалися із відповідних трьохланкових шляхом відокремлення окремих ланок.

При прямолінійному русі відзначена незначна відмінність параметрів руху дво- і триланкового причіпних автопоїздів. При створенні збурювань (переїзд через нерівність, невеликий ривок руля) відзначалися сплески записуваних параметрів, що потім швидко гасилися. При закріпленому рульовому колесі параметри руху мали приблизно такі ж значення, як і без обмежень на використання рульового колеса.

Таблиця 1

Параметри руху "пряма" причіпного і сідельно-причіпного автопоїзда

Параметри	Швидкість руху автопоїзда, км/год					
	40	50	60	70	80	90
Кут повороту рульового колеса α , °	17...20/ 16...18	18...21/ 19...21	21...23/ 20...22	22...25/ 21...23	24...28/ 22...24	7...31/ —
Кут повороту керованих коліс тягача, θ °	0,5...0,8/0,5...0,8					
Перший кут складання, φ_1	0,6...0,9/0,6...0,9					
Другий кут складання, φ_2	0,5...0,8/0,5...0,8					
Кутова швидкість повороту тягача, °/с	1,1...1,3/ 0,9...1,1	1,3...1,5/ 1,1...1,3	1,4...1,6/ 1,2...1,4	1,5...1,7/ 1,3...1,5	1,7...1,9/ 1,5...1,7	1,6...1,8/ —
Кутова швидкість повороту напівпричепа/дишля, °/с	1,3...1,5/ 0,7...0,9	1,5...1,7/ 0,9...1,1	1,7...1,9/ 1,0...1,3	1,8...2,1/ 1,1...1,4	2,0...2,4/ 1,2...1,5	1,5...1,7/ —
Кутова швидкість повороту причепа, °/с	1,8...2,1/ 1,5...1,7	1,9...2,3/ 1,6...1,8	2,2...2,5/ 1,7...2,1	2,4...2,7/ 1,8...2,3	2,6...2,9/ 2,2...2,6	2,6...2,8/ —
Бічне переміщення центра мас напівпричепа (дишля), м	(0,06... 0,09) (0,02... 0,04)	(0,07... 0,09) (0,03... 0,05)	(0,12... 0,14) (0,06... 0,08)	(0,15... 0,17) (0,10... 0,12)	(0,17... 0,18) (0,12... 0,14)	(0,16... 0,19) —
Бічне переміщення центра мас причепа, м	(0,08... 0,10) (0,09... 0,11)	(0,10... 0,12) (0,13... 0,15)	(0,13... 0,16) (0,17... 0,20)	(0,17... 0,20) (0,19... 0,21)	(0,19... 0,22) (0,24... 0,27)	(0,28... 0,30) —
Швидкість бічного переміщення центра мас напівпричепа (дишля), м/с	6,5...7,3/ 0,8...1,0	7,5...8,3/ 1,1...1,2	8,5...8,9/ 1,3...1,5	9,6...10,1/ 1,6...1,7	(10,6... 10,8) (1,8...1,9)	19,2...2,1/ —
Швидкість бічного переміщення центра мас причепа, м/с	7,2...8,4/ 7,5...8,7	7,6...8,5/ 7,9...8,8	8,8...9,9/ 9,5... 10,6	9,6... 10,8/ 11,8... 12,3	10,6... 11,2/ 11,0... 11,6	12,6... 12,8/ —
Бічне прискорення центра мас тягача, \dot{v}_{y1} , м/с ²	0,4...0,5/ 0,3...0,4	0,5...0,6/ 0,3...0,5	0,5...0,6/ 0,3...0,5	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ —
Бічне прискорення центра мас напівпричепа (дишля), \dot{v}_{y2} , м/с ²	0,45... 0,56/ 0,35... 0,47	0,57... 0,68/ 0,37... 0,51	0,5...0,6/ 0,3...0,5	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ —
Бічне прискорення центра мас причепа, \dot{v}_{y3} , м/с ²	0,4...0,5/ 0,3...0,4	0,5...0,6/ 0,3...0,5	0,5...0,6/ 0,3...0,5	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ 0,5...0,6	0,6...0,7/ —

З підвищенням швидкості відзначалося деяке збільшення амплітуд параметрів. Однак навіть на максимальних швидкостях значення амплітуд залишалися невисокими і спостерігався стійкий, без видимих вилянь, рух автопоїздів. Це дозволяє зробити висновок, що критичні швидкості руху причіпних двох- і

трьохланкових автопоїздів лежать вище швидкостей можливих за тягово-швидкісними властивостями цих автопоїздів.

Сідельно-причіпний і причіпний-причіпний автопоїзди при русі зі швидкостями, що перевищують 80 км/год, мали значні поперечні горизонтальні коливання, наявні труднощі в керуванні автопоїздами і в утриманні їх в заданому коридорі руху. Розмахи вилянь досягали 0,4-0,7 м. При переїзді через нерівності відзначався сильний сплеск амплітуд коливань, аж до відриву коліс причепів від дороги, тобто такі автопоїзди мають недостатню стійкість, що обмежує швидкості їх руху. Це вказує на необхідність проведення розрахунково-теоретичних досліджень і вироблення відповідних рекомендацій для підвищення стійкості.

Розрахункові значення критичних швидкостей руху автомобілів, причепів і автопоїздів у номінальному стані наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Критичні швидкості руху автомобілів, причепів і сідельно-причіпного і причіпного-причіпного автопоїздів у номінальному стані

АТЗ	V, м/с (км/год)
Автомобіль-тягач	Не має
Двохвісний причіп з центрально-розташованими осями	50 (180,0)
Трьохвісний причіп з передньою поворотною віссю	32 (115,2)
Сідельно-причіпний автопоїзд	26 (93,6)
Причіпний-причіпний автопоїзд	24 (86,4)

Проведеними розрахунками встановлено, що на величину $v_{кр}$ критичної швидкості руху сідельно-причіпного автопоїзда в основному впливають параметри причепа. Параметри тягача і напівпричепа впливають на критичну швидкість руху лише для дволанкового сідельного автопоїзда.

Для підвищення поперечної горизонтальної стійкості таких автопоїздів можуть також використовуватися спеціальні пристрої, зокрема, стабілізуючі і блокуючі, дія яких заснована на збільшенні моменту опору відносно повороту ланок автопоїзда аж до повного їхнього блокування. Більш ефективною і здійсненою є схема установки амортизаторів між дишлем і рамою причепа (у поворотному колі) або блокування поворотного кола при прямолінійному русі. Крім того, на підвищенні поперечної горизонтальної стійкості автопоїздів позитивно позначається зменшення тиску повітря в шинах передньої осі і збільшення в шинах задньої осі причепів, зсув ЦМ причепів до передньої осі, зменшення довжини дишля, зсув осі поворотного кола вперед щодо передньої осі, збільшення бази причепів, коефіцієнтів опору бічному відведенню шин, коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. При зменшенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою (рух мокрою і брудною дорогою, по ожеледі) виляння виникали на менших швидкостях, ніж при русі сухою дорогою. Поряд з цим відзначено збільшення коливань порожніх причепів у порівнянні з навантаженими.

Вплив інших параметрів або незначний, або зовсім відсутній.

Порівняння отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень дає можливість зробити висновок про достовірність як результатів розрахунку, так і експериментальних даних. Разом з тим зіставлення розрахункових і експериментальних даних дозволило встановити, що методика розрахунку критичних швидкостей дає дещо занижені результати. Розрахункові величини дають запаси стійкості, що складають для різних автопоїздів значення 1.21-1,39. Таким чином, для розглянутих схем автопоїздів варто рекомендувати одержувані за розробленою методикою значення $V_{кр}$ збільшувати в середньому в 1,3 рази.

При виконанні другого етапу – зміна смуги руху ("переставка") були отримані дані про кінематичні параметри автопоїзда і швидкість виконання маневру, що характеризується часом перехідного процесу.

На рис.1 наведено залежності швидкості руху і бічних прискорень, що діють на ланки сидельно-причіпного автопоїзда за швидкості 40 км/год, із яких слідує, що обмежувачами факторами при виконанні цього маневру є швидкість руху і бічне прискорення причепа.

Значення граничних швидкостей при виконанні автопоїздами маневрів "переставка" довжиною 24 м і поворот радіусом 35 м наведено в табл. 3. Там же наведено нормативні значення граничних швидкостей [1]. При маневрі "переставка" гранична швидкість обмежувалася для причіпного-причіпного автопоїзда заносом причепа і виходом його за межі розміщеної траєкторії; для причіпного — запізнюванням реакції автомобіля-тягача на повороти рульового колеса. При маневрі "поворот" гранична швидкість сидельно-причіпного і причіпного-причіпного автопоїзда обмежувалася відривом коліс останнього причепа небезпекою перекидання; для причіпного автопоїзда — зносом переднього моста автомобіля-тягача.

Як слідує з табл. 3, усі трьохланкові автопоїзди при виконанні маневру "переставка" задовольняють нормативним вимогам.

Аналогічні результати були отримані і при виконанні маневру "поворот R=25 м" з тією різницею, що швидкість виконання маневру зменшувалася у середньому на 25...28%. Однак, необхідно відзначити, що граничні значення показників для трьохланкових автопоїздів в існуючих нормативних документах відсутні. Тому в якості нормативних приймалися значення, установлені для двохланкових причіпних автопоїздів. Це не зовсім коректно, тому що вимоги для трьохланкових автопоїздів є завищеними.

Отже, можна вважати, що керованість трьохланкових автопоїздів при виконанні маневрів переставка і поворот є цілком достатньою.

Таблиця 3

Значення граничних швидкостей автопоїздів при виконанні маневрів переставка і поворот, км/год

Автопоїзд	"Переставка"		"Поворот R = 35 м"	
	Дані випробувань	Нормативні значення	Дані випробувань	Нормативні значення
Сідельно-причіпний	55,1	50,0	50,9	46,0
Сідельний	57,5	50,0	52,8	46,0
Причіпний 3-х ланковий	53,1	50,0	47,9	46,0
Причіпний 2-х ланковий	54,9	50,0	48,3	46,0
Причіпний-причіпний	52,3	50,0	49,6	46,0
Причіпний 2-х ланковий	54,7	50,0	51,5	46,0

Проведеними експериментальними дослідженнями доведена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників стійкості триланкових автопоїздів. Показано, що за інших сталих умов кращі показники стійкості руху притаманні сидельно-причіпному автопоїзду, дещо гірші показники – для причіпного автопоїзда і незадовільні – для причіпного-причіпного автопоїзда, для якого необхідні спеціальні пристрої, щоб забезпечити необхідні показники стійкості руху.

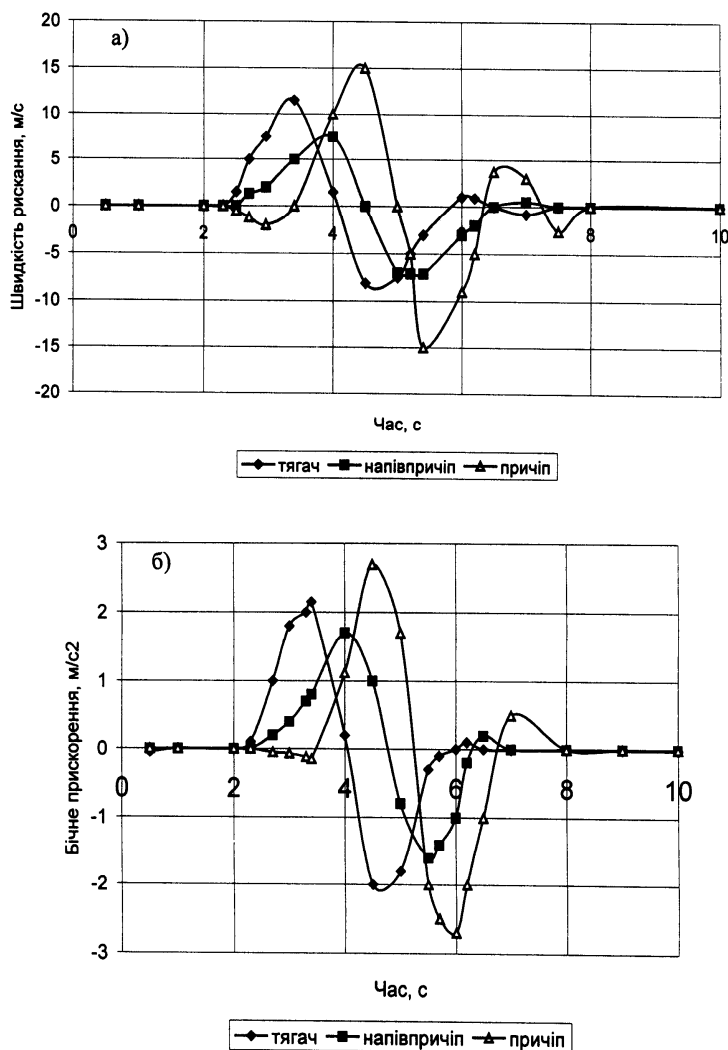


Рис. 1 Залежність швидкості рискання і бічних прискорень, що діють на ланки сідельно-причіпного автопоїзда при виконанні маневру “переставка”

Література

1. Трехзвенные автопоезда /Я.Е.Фаробин, А.М.Якобашвили, А.М.Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина – Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.
2. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Макаров В.С., Шкварко К.В. Аналіз умов виникнення флатерної нестійкості триланкового автопоїзда з двома ідентичними напівпричепами //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2003. №7. С.132-135.
3. Сахно В.П., Сондак В.М., Загороднов М.І., Тімков О.М. Маневреність та стійкість руху трьохланкових автопоїздів// Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo-jezdnych. //Materialy VIII Sympozjum pod redakcją Kazimierza Lejdy. Rzeszow, 24-27 Wrzesien 2003. - с.282-287.
4. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Шкварко К.В. Шляхи підвищення безпеки руху триланкових автопоїздів// Атошляховик України. – 2004.-№6. – с.16-17.
5. Вороніна І.Ф., Кузнецов Р.М., Енглезі О.А., Шкварко К.В. Експериментальні дослідження триланкового автопоїзда// Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2005. №8. С.75-81.

Варфоломеев В.Н., Волошина Н.А.

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ
АВТОМОБИЛЕЙ В РАБОТОСПОСОБНОМ СОСТОЯНИИ**

Отмечаются недостатки действующей системы обслуживания и ремонта машин. Анализируются критерии учета условий их работы. Предлагаются уточненная методика корректирования нормативов технических воздействий и технологический процесс их выполнения. Рис.2, ист.2.

Одним из важнейших направлений повышения эффективности функционирования технической службы транспортных предприятий является совершенствование планирования и управления; внедрение прогрессивных методов организации технологических процессов обслуживания транспортных машин; разработка нормативно-технической базы для принятия оперативных решений при реализации новой системы управления их техническим состоянием на основе диагностической информации.

Совершенствование технической эксплуатации машин в целом, обеспечение их высокой надежности в конкретных условиях работы во многом могут быть решены за счет научно-обоснованного определения и соблюдения оптимальных режимов технических воздействий – рациональных периодичности и перечня необходимых операций. Это дает возможность предупреждать возникновение неисправностей, поддерживать машины в технически исправном состоянии, повышать их надежность и, в конечном итоге, снижать эксплуатационные затраты.

Повышение эффективности функционирования системы поддержания транспортных машин в работоспособном состоянии во многом может быть обеспечено за счет разработки режимов технического обслуживания (ТО), отражающих прогрессивные стратегические и тактические направления данной системы. Значение нормативов особенно возрастает в условиях рыночных отношений, самофинансирования и самоокупаемости, повышения их роли в определении объемов производства, расширения самостоятельности предприятия.

Основными нормативами являются плановые (они призваны решать стратегические задачи долгосрочного планирования) и оперативные (они необходимы для решения тактических задач транспортных предприятий – определения конкретного момента для постановки автомобиля на профилактическое воздействие, установления очередности направления автомобилей для устранения неисправностей и т.д.).

Разработка обоснованных нормативов по техническим воздействиям (периодичности их выполнения и трудоёмкости работ) базировалась на трудах учёных, разработавших основы эксплуатационной надёжности автомобилей (Авдолькин Ф.Н., Говорущенко Н.Я., Крамаренко Г.В., Кузнецов Е.С., Шейнин А.М. и др.) и трудах Александрова Л.А., заложившего основы технического нормирования труда на автомобильном транспорте. Однако большинство работ характеризовалось отсутствием единого подхода, что объясняется различными теоретическими и методологическими принципами исследований. Кроме того, существующие методики не позволяют в полной мере обосновывать оптимальные режимы технических воздействий с учётом надёжности машин, интенсивности их эксплуатации, многообразия эксплуатационных факторов и их изменения в динамике (массы перевозимого груза, суммарного дорожного сопротивления, скорости движения, температуры окружающего воздуха и др.). Этому способствует и использование в качестве критерия периодичности технических воздействий пробега, не являющегося адекватным изменяющимся условиям эксплуатации. Таким образом, многие су-

существующие нормативы давно устарели и не только не помогают, но, наоборот, создают дополнительные трудности для работы в новых условиях. Используемые для устранения этого недостатка общепринятые системы корректирования с набором определенных коэффициентов не могут обеспечить как оптимальные сроки проведения профилактических воздействий, так и фактически требуемые перечни операций. Использование большего числа коэффициентов, учитывающих дополнительные факторы, характеризующие условия эксплуатации машин, усложнит систему корректирования, но не решит полностью данной проблемы. Это обстоятельство вызывает необходимость поиска интегрального критерия, который смог бы обеспечить учёт многообразия условий работы машин.

Основным классификационным критерием, позволяющим количественно оценить условия эксплуатации подвижного состава, проф. Говорущенко Н.Я. считает среднюю техническую скорость, с которой транспортное средство имеет возможность двигаться в этих условиях. Однако в действующем в Украине с 1998 г. “Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту” [1], предложенная ХНАДУ классификация условий эксплуатации, базирующаяся на средней скорости, не была включена.

Практически по своей сути “Положение-98” не отличается от союзного “Положения-84”. Однако в нем отсутствует информация о видах, режимах, нормативах диагностики. Вопросам корректирования нормативов ТО и ремонта был посвящен один пункт 3.18: “Періодичність технічного обслуговування, ..., може бути зменшена власником ДТЗ до 20% у залежності від умов експлуатації ДТЗ”. Объективно корректировать периодичность ТО с помощью подобной рекомендации не представляется возможным.

Автомобильный транспорт, как и другие отрасли народного хозяйства, эксплуатирующие транспортные колёсные машины, нуждается в новых идеях, способных заметно повысить эффективность транспортного процесса. Одна из них – дальнейшая разработка и широкое внедрение новой, более совершенной системы управления техническим состоянием машин на базе современного контрольно-диагностического оборудования и высокопроизводительных средств выполнения технических воздействий.

Периодичность по своей сути является критерием определения момента постановки машины на то или иное техническое воздействие. В качестве такого критерия необходимо выбрать системообразующий показатель организации (оперативного планирования) работ по поддержанию машин в технически исправном состоянии, который позволял бы учитывать весь комплекс факторов, влияющих на техническое состояние машины, и в то же время был достаточно прост в определении. Таким условиям отвечает энергетический критерий, который с достаточной достоверностью измеряет энергетические затраты на производство транспортной работы и в то же время связан с техническим состоянием машины. Аргументом в пользу энергетического критерия является то, что в наиболее общем виде цель любого производства – создание полезного результата в виде продукта, работ или услуг, а средством для этого всегда будут являться определенные затраты энергии.

В работе [2] обосновано, что оперативное планирование обслуживания машин прогрессивнее осуществлять по суммарному расходу топлива. Это значительно проще и объективнее учитывает реальные условия эксплуатации автомобилей за каждый день их работы: дорожные, транспортные и атмосферно-климатические, нагрузку на агрегаты, квалификацию водителя и т.д. В то же время существующие периодичности воздействий в км, как и трудоёмкости ТО и текущего ремонта (ТР), например, не корректируются при работе автомобилей на маршрутах с различными значениями коэффициентов использования пробега β и грузоподъёмности - γ , хотя сама логика однозначно определяет подобную взаимо-

связь. Суммарный же расход топлива является интегральным показателем, учитывающим многообразие факторов, влияющих на техническое состояние автомобилей.

Однако иногда повышение эксплуатационного расхода топлива может быть вызвано причинами, которые не будут отражаться на техническом состоянии всех агрегатов и механизмов автомобилей. Например, нарушение герметичности топливного бака и трубопроводов может повышать расход топлива в среднем на 5%, увеличение пропускной способности главного жиклёра – на 6% и т.д.

Как уже отмечалось, интегральным критерием, позволяющим постоянно в пространстве и во времени учитывать многообразное сочетание различных элементов условий эксплуатации, является скорость автомобиля. Но это полностью справедливо не всегда (например, при выборе водителем режимов движения, не адекватных дорожной и транспортной ситуации). Использование при этом средней технической скорости в качестве основного показателя, через который выражаются дорожные условия, передаточные числа коробки передач, при топливной экономичности и экологической безопасности может приводить к существенным погрешностям.

Вместе с тем, это не означает, что от средней технической скорости нужно отказаться. Она действительно сильно влияет на большинство параметров, характеризующих работу транспортной машины. Используя или преобразуя соответствующим образом уравнения, полученные проф. Говорущенко Н.Я. для автомобиля ЗИЛ-431410, можно построить следующие графики зависимости показателей эффективного давления P_e , износа двигателя γ_1 , нормы расхода топлива H и ресурса автомобиля $L_{кр}$ от скорости (рис. 1):

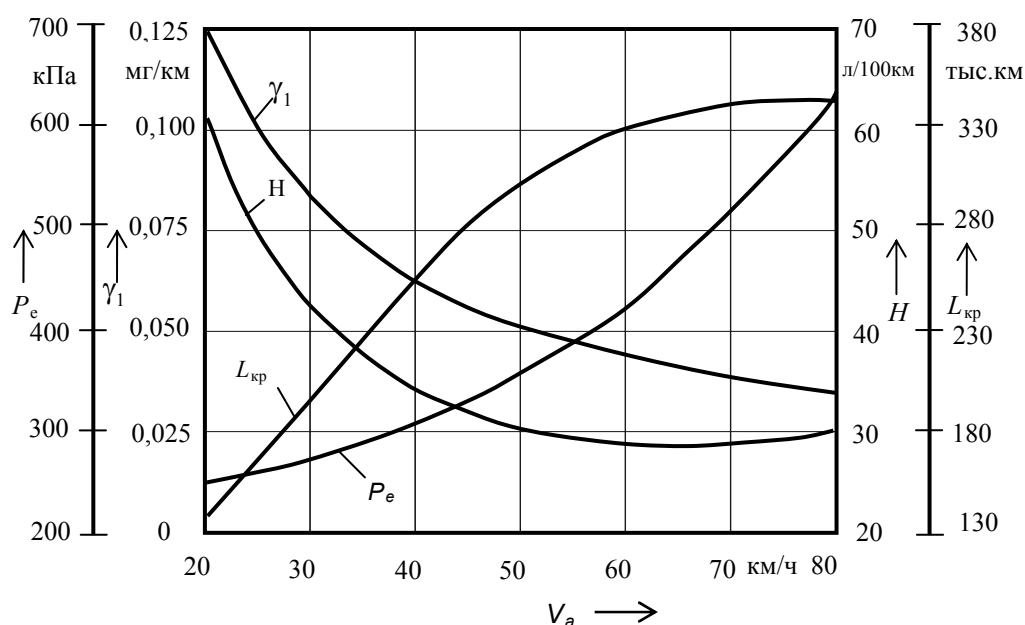


Рис. 1. Влияние скорости движения на показатели работы автомобиля

$$P_e = (230,71 + 5,07 \times 10^{-4} V_a^3) / \eta_{тр} \text{ кПа};$$

$$\gamma_1 = (2,36 + 0,52 \times 10^{-3} P_e) / V_a \text{ мг/км};$$

$$H = 935,5/V_a + 0,0022V_a^2 + 25,44/(\eta_{тр} \times V_a) \text{ л/100 км};$$

$$L_{кр} = 1753,5 \times V_a / (0,256 + 3 \times 10^{-7} V_a^3) \text{ км}.$$

В приведенных формулах: V_a – средняя техническая скорость, км/ч; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

По рекомендации кафедры системотехники и диагностики транспортных машин ХНАДУ категорию условий эксплуатации целесообразно определять через соотношение средних скоростей в данных условиях V_i и в первой категории V_1 : $\kappa_1 = V_i / V_1$. Эту методику можно уточнить, исходя из следующих соображений.

Средняя скорость движения автомобиля рассчитывается делением суммарного пробега за определенный период I_c на время движения T_d . Но время функционирования двигателя и время работы остальных агрегатов при этом не одинаковы. При различных технологических операциях при выполнении транспортной работы, остановке автомобиля перед перекрестком и в других случаях его двигатель работает, происходит изменение его технического состояния, в то время как органы управления и агрегаты трансмиссии не работают. В связи с этим потребность в выполнении профилактических воздействий по ним будут другими. Это можно учесть введением дополнительного коэффициента для корректирования периодичности ТО двигателя, рассчитываемого через отношение времени движения автомобиля T_d ко времени работы двигателя $T_{р.д.}$: $\kappa_2 = T_d / T_{р.д.}$.

Таким образом, предлагается периодичность I и трудоёмкость t ТО двигателя определять по формулам:

$$I_{ТОд} = I_{ТО}^H \times \kappa_1 \times \kappa_2; \quad t_{ТОд} = t_{ТОд}^H / (\kappa_1 \times \kappa_2),$$

остальных агрегатов автомобиля

$$I_{ТОа} = I_{ТО}^H \cdot \kappa_1; \quad t_{ТОа} = t_{ТОа}^H / \kappa_1,$$

где $I_{ТО}^H$ – нормативная периодичность, км.

Время работы двигателя можно фиксировать с помощью счетчика мото-часов (с его помощью определяется и время движения) и контактов, замыкаемых при запуске двигателя включением замка зажигания.

Рекомендации по выполнению технологических процессов ТО и ТР подвижного состава в официальном “Положении-98” практически отсутствуют. Организацию профилактического обслуживания и ремонта машин в транспортных организациях необходимо рассматривать как замкнутую систему управления с обратной связью. Предлагаемый технологический процесс профилактического обслуживания ПО, общего ОД и углублённого УД диагностирования и текущего ремонта ТР заключается в следующем (рис. 2).

Машина, поступающая на плановое обслуживание, проходит зону уборочно-моечных работ УМР, зону ОР (выполняются крепёжные и смазочные работы) и общее диагностирование (ОД-1 или ОД-2). Если результат диагностирования положителен (машина исправна), она направляется на стоянку; при отрицательном – для проведения регулировочных работ в зону ПО, на углубленное диагностирование УД (при неизвестной причине неработоспособного состояния) или для устранения неисправностей в зону ТР. При такой организации работ часть контрольных операций из состава Д-2, которая предусмотрена действующим “Положением”, предлагается передать в зону ОД-2 (для определения работоспособного состояния всех агрегатов автомобиля по общим параметрам с периодичностью ТО-2). Углублённое диагностирование всего автомобиля, в том числе и механизмов, влияющих на безопасность движения, осуществляется в зоне УД.

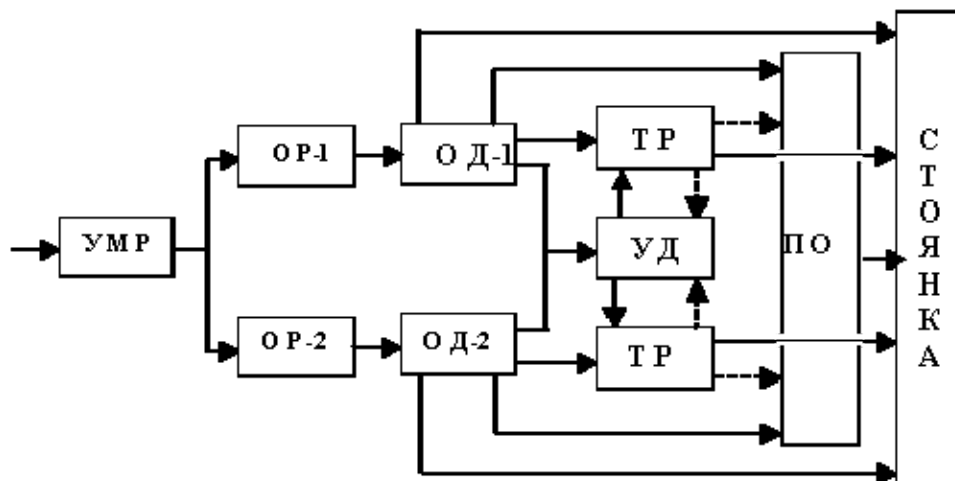


Рис. 2. Схема технологических процессов на АТП

ПО, диагностирование и ремонт транспортных машин существенно зависят от условий работы и тесно связаны с транспортным процессом, безопасностью движения, расходом топлива и выбросом вредных веществ в атмосферу. Существуют определенные корреляционные связи между пробегом машин до капитального ремонта и расходом топлива, так как эти параметры в основном зависят от развиваемой двигателем мощности и затрачиваемой энергии.

Система ПО и ремонта машин по их фактическому техническому состоянию более гибкая, в ней отсутствует четкое разграничение между ТО и ТР и регламентация работ по каждой машине осуществляется в основном по результатам диагностирования.

Литература

1. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту / Мінтранс України. – К., 1998. – 16 с.
2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту) / Изд. 2-е, перераб. и дополн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

УДК 685.138

Дьяченко Г.В., Гогайзель А.В.

ВОЗМОЖНОСТИ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ АВТОСЕРВИСНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ САМООРГАНИЗАЦИИ

В статье показаны возможности повышения эффективности функционирования автосервиса на основе самоорганизации социально-экономических систем. Ист. 7.

Автосервис – отрасль деятельности, непосредственно связанная с удовлетворением потребностей людей. С переориентацией стран СНГ на рыночную экономику проблема развития автосервисных систем должна решаться с учетом механизма рыночных отношений в социуме.

Разработка проектов создания современных систем автосервиса и автосервисных предприятий (АСП), обеспечивающих работоспособность автотранспортных средств, включает спектр задач, требующих знаний по технике, надежности, функционированию, экологии и экономике. Традиционный подход на всех этапах разработки и реализации проекта требует большого количества специалистов широкого и узкого профиля. Однако даже наличие высококвалифицированных разработчиков не позволяет избежать ошибок, возникающих на стыке знаний.

Более прогрессивным в проектировании сложных объектов является метод эволюционного анализа, по которому проекты создают самоорганизующиеся системы. При этом подходе задачи автосервиса социально-экономического и технологического комплекса позволяют таким системам выйти на уровень мышления самоорганизующих систем. Это становится реальным благодаря развитию методов стохастического моделирования и успехам физики процессов эволюции.

В социальной среде процесс развития приводит к появлению соответствующих функциональных подсистем структурирования общества, производства ресурсов и подсистемы, обеспечивающей живучесть.

Как функциональная подсистема, автосервис создает внутри себя конкурирующие предприятия, каждое из которых в соответствии с занимаемой нишей, в свою очередь, внутри себя создает собственные функциональные подсистемы, формирующие свои системные характеристики-ресурсы, статус, живучесть.

Эти линейно-независимые характеристики образуют базис **собственного кинематического пространства** автосервиса с координатами: ресурсы R (энергетическая характеристика), живучесть V (функционально-алгоритмическая характеристика). Система в целом характеризуется вектором состояния (R, S, V) .

Каждая функционирующая автосервисная система (региона, области, района, крупного или малого города) формирует множество интересов I на основе множества возможностей F и необходимости L .

При этом каждый уровень отображает в характеристике **возможности** (что может данная подсистема). Уровень автосервисной системы отображается в характеристике **интересов** (что интересует систему), а уровень среды обитания системы - в характеристике **необходимости** (что необходимо системе для адаптации в конкурирующей среде и дальнейшего перехода в состояние устойчивого развития) [5].

Триада указанных характеристик определяет различные уровни среды и образуют базис **функционального пространства** автосервисной системы (АСП, пункта подразделения, участка, модуля) с координатами: интересов I , возможности F , необходимости L . Функция системы характеризуется векторным множеством (I, F, L) этого пространства.

Особое значение для анализа социально-экономических аспектов построения современных систем автосервиса имеет подсистема социальной живучести и ее производная подсистема социального мышления.

Подсистема мышления характеризуется векторным множеством (I, F, L) функционального пространства. **Интерес I** представляет собой разность между вектором доходов D и вектором рисков P .

Возможности A подсистем мышления - это множество символьных переменных Θ , представляющих множество Кантора в метрическом пространстве (F, Θ) ; они появляются на основе социального опыта и социальных законов.

Необходимость L характеризуется сходимостью принятых решений в метрике Хаусдорфа [6].

Как функциональная подсистема, автосервис органично входит в производственную подсистему. Это отрасль деятельности, непосредственно связана с удовлетворением потребностей людей. Задача автосервиса - обеспечение использования, эксплуатации, поддержания и восстановления работоспособности автомобиля на протяжении всего жизненного цикла. Это задача, которую ставят потребители автосервисных услуг. Но какие функциональные задачи перед автосервисом ставит социум в целом?

Для ответа на этот вопрос рассмотрим функциональную подсистему производства ресурсов. При этом под ее структурой будем понимать множество всех производителей товаров и услуг. Такая подсистема стремится к увеличению текущего значения суммарных ресурсов за счет максимизации **спектра производственных товаров, услуг и их количества**. Это интересы ресурсной подсистемы.

Создание спектра товаров и услуг внутри подсистемы ресурсов происходит по типу формирования «дерева целей». Примерами исходных товарных ниш являются продукты питания, одежды, услуги по передвижениям, отдыху, развлечениям, информации. Далее - деление на модные, возрастные, зависящие от типажей людей товары и т. д. Деление по цвету, форме, содержанию и т.п. Отдельные ниши в автосервисе - продажа автомобилей, запасных частей и материалов, поддержание и восстановление работоспособности автомобиля, обеспечение условий функционирования (технической эксплуатации), а также использование автомобиля. Спектр автосервисных услуг (как и любого товара) можно представить в виде символьных переменных $\Omega = (\omega)$, где $\omega = 0, \tau_1^1, \tau_J^2, \tau_Z^3 \dots \tau_M^K$.

С другой стороны, социум «диктует» необходимость в виде потребительского спроса требуемого количества и спектра товаров (автомобили, агрегаты, запасные части и материалы) и услуг (диагностирование, крепеж, смазка, дозаправка, регулировка, настройка систем и механизмов, устранение неисправностей и замена отказавших элементов, износившихся узлов и агрегатов). Спектр необходимых автомобилей формируется всем социумом (социально-экономическая среда выдвигает свои требования потребительского спроса). Выбор автомобиля можно охарактеризовать требованиями различных уровней (ступеней) социальных систем (наличие средств) и потребностями человека и его функциональных подсистем (цели и характер деятельности).

Взаимодействие необходимости интереса, спроса и предложения осуществляется посредством рыночных отношений, ценовых и денежных механизмов. Следовательно, автосервисные системы для социума - это функциональные системы, преобразующие вкладываемые в автотранспорт энергетические ресурсы времени и пространства (также выраженные в финансовом эквиваленте).

При анализе состояния под автосервисом понимают надежно и эффективно функционирующую подсистему автомобильного транспорта, предназначенную для оперативного управления и обеспечения требуемой работоспособности автомобилей.

Современный автосервис - это саморазвивающаяся система, устойчивость которой гарантируется соблюдением гиперболической закономерности распределения видов АСП по мощности на территории региона, области, крупного или малого города, или района[7]. Однако практика подтверждает, что развитие системы автосервиса до сих пор идет «на ощупь», а темпы ее создания значительно ниже темпов автомобилизации социума.

Основной вопрос настоящей работы - в чем же причина задержки становления в странах СНГ современной системы автосервиса? Становление происходит в условиях жестких природно-ресурсных ограничений; поэтому, в первом приближении, ответ прост: отсутствие средств. Но практика создания фирменных

автоцентров подтвердила, что в построении современных систем заинтересован целый ряд социально-экономических систем как внутри каждой страны, так и за рубежом. Значит, средства, в принципе, есть.

Тогда, может, причина в неправильном подходе к организации построения системы? Т.е. неправильно ведутся переговоры с заинтересованными сторонами, либо создаваемые АСП не отвечают заинтересованности этих сторон. Но если сторона заинтересована, то она это понимает и не упустит возможности реализации. Может быть, стороны удовлетворены существующим объемом и перечнем автосервисных услуг? Или тормозит конкуренция со стороны других автосервисных объединений? Может, сдерживает отсутствие международных соглашений, а может, объединение перечисленных выше ответов.

А, может, причина - в отсутствии необходимости построения современной системы автосервиса?

Очевидно одно, без построения модельной теории, определяющей взаимодействие социально-экономических систем по вопросам автосервиса получить ответ на этот вопрос невозможно.

Задача модели исследования включает следующее:

1. Определение социально-экономических и экологических систем, которые затрагивает проект автосервисной системы.
2. Определение интересов, возможностей и необходимости реализации проекта для всех заинтересованных систем.
3. Изменение (адаптация) проекта с целью:
 - увеличения интересов привлеченных систем;
 - подключения дополнительных систем (например, организацию новых меж - или внутригосударственных объединений);
 - уменьшения рисков наименее заинтересованных систем.

Для принятия решений выделены значимые социальные системы и рассмотрена динамика их интересов (с учетом ступеней иерархии):

1. Транспорт как отрасль промышленности. Министерство транспорта.
2. Экономическая система страны. Кабинет министров.
3. Политическая система страны. Аппарат Президента и Верховный Совет (Украина).
4. Межгосударственная экономика. Временные экономические преобразования на основе предприятий, организаций, фирм и т.п. или постоянные экономические образования консорциумов и ассоциаций.
5. Межгосударственные политические объединения, договора о совместной деятельности; блоки и организации.

Динамика интересов включала:

1. Ресурсы (экономические интересы). Мера – количество ресурсов.
2. Статус (политические интересы). Мера – коэффициент доверия.
3. Умение (интересы живучести). Мера – адаптивность.

Проект создания автосервисной системы является выражением интересов автомобильного транспорта и владельцев автотранспортных средств. Цель - увеличение производительности (притока ресурсов), повышение статуса системы (политический аспект) и повышение умения (живучести). Интересы сторон определялись трехмерными векторами в трехмерных пространствах (кинематическом КП и динамическом ДП): КП = (ресурсы, статус и живучесть), ДП = (дебет ресурсов, повышение статуса, обучаемость). Первый вектор - это вектор дохода, характеризующий стремление системы по достижению решения; второй - вектор рисков, характеризующий стремление системы избежать решение. Результирующий вектор, определяющий интересы системы, равен разности векторов доходов и рисков.

Доходы - это вектор математического ожидания случайных величин координат КП и ДП, в которые перейдет система после реализации решения. Риски - вектор среднеквадратичного отклонения случайных величин новых значений координат. Все это - внутренние интересы системы.

Возможности системы формируются внутри ее в виде выпуклого векторного множества с ресурсными, структурными и функциональными ограничениями. Кроме этого, они «упираются» в интересы высших ступеней иерархии социальной среды, которые формируют необходимость.

Если система низшей ступени иерархии, изменяя структуру, обходится внутренними возможностями, не затрагивая интересы высших ступеней, то изменения «сверху» как бы сразу не «видны». При этом реакция социальной среды на эти изменения, если и появляется, то не сразу. В случае, когда система на внутреннее преобразование требует дополнительных внешних ресурсов, то сразу подключаются подсистемы принятия решений более высоких ступеней социальной среды. Их интересы также характеризуются разностью между векторами доходов и рисков соответствующих систем более высокого уровня.

Автосервис, как и любая сфера деятельности социальной системы, стремится реализовать свои интересы через свои возможности путем занятия устойчивой «ниши» в виде необходимости. Интересы, возможности и необходимость образуют функциональное пространство системы. Автосервис – это инфраструктура автомобильного транспорта, который как подсистема транспорта относится к ресурсным подсистемам; её функциональное пространство - ресурсное.

Принятие решений осуществляется в ней подсистемой действия (живучести). Преобразовав функциональное пространство системы «Автосервис» и выразив координаты вновь полученного пространства в относительных единицах - интересы, возможности и необходимость, представим координаты в виде отношений:

возможности = затраты/доступные ресурсы, интересы = доходы/риски системы, необходимость = доходы/риски социума. Состояние системы можно описать векторным множеством этого пространства; планируемые изменения можно описать изменением векторов множеств. При этом все вновь получаемые множества условно можно разделить на зоны, соответствующие рискам от реализации проектов (планируемых изменений): 1 – зона оптимума решения, 2 – зона предельного риска, 3 – зона вероятных структурных нарушений. Эти зоны представляют собой правильные многогранники. При этом зона оптимума - ребро $k = \sigma \cong 0,3$. Зона правильного риска – $k = 1$. При $k > 1$ – зона вероятных структурных нарушений.

Компьютерное исследование модели по созданию автосервисных систем крупных регионов (Луганская область) и промышленных центров (гг. Харьков, Днепропетровск, Донецк и Луганск) показало, что в настоящее время ни для какой из вышеперечисленных систем принятие такого решения не входит в зону оптимума.

Поэтому создание современных автосервисных систем в настоящее время приводит к высоким ресурсным и статусным рискам (функциональным и структурным) всех взаимодействующих социальных систем.

Следовательно, целесообразны последовательные пути приближения: одновременно с решением оперативных задач по техническому и технологическому переоснащению АСП закладывается основа для стратегического преобразования автосервиса.

Ресурсные затраты (финансы, время), вкладываемые в такое переоснащение, будут существенно уменьшать ресурсные риски по созданию автосервисных систем XXI века.

Динамичность тенденции роста объема автосервисных услуг позволяет сделать положительный прогноз на увеличение доходов АСП, особенно по зарубежным моделям легковых и грузовых автомобилей, и с оптимизмом рассматривать возможность становления системы современного автосервиса на Украине, а также в странах СНГ.

Литература

1. Марков О. Д. Автосервис: Рынок, автомобиль, клиент. М.: Транспорт, 1999.-270с.
2. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. - М.: Транспорт, 1993.-271с.
3. Николис Дж. Динамика иерархических систем. Эволюционное представление. Пер. с англ. - М.: Мир. 1989. - 448 с.
4. Эбелинг В., Энгель А., Файстель Р. Физика процессов эволюции. Пер. с нем. – М.: Эдиторная УРСС, 2001.-338с.
5. Баранов В.В. Структуры, модели и методы направляемого развития транспортных систем.
6. Стеценко В.Я. Критерии неразложимости линейных операторов. – УМН, 1966, 21, вып.5. с. 265-267.
7. Гогайзель А.В. Проблемные вопросы проектирования современных систем автосервиса // Материалы I межрегиональной научно-техн. Конф. «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств.» Ч.2. - Пенза: ПГАСА, 2000. – с. 178-183.

УДК 629.113.001

Подригало М.А., Волков В.П., Тарасов Ю.В.

ОЦЕНКА КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ СО ВСЕМИ ЗАБЛОКИРОВАННЫМИ КОЛЕСАМИ

Произведена оценка склонности автомобиля к развитию заноса при торможении со всеми заблокированными колесами с учетом перераспределения вертикальных реакций между бортами. Рис. 1, ист. 3.

Устойчивость автомобилей при торможении является важным свойством, обеспечивающим безотказность движения. Для достижения указанного свойства при обеспечении максимальной эффективности торможения (как показали многочисленные исследования различных авторов) необходимо стремиться к одновременному доведению до грани блокирования передних и задних колес. Последнее возможно при равенстве действительного β_d и идеального $\beta_{ид}$ коэффициентов распределения общей тормозной силы на переднюю ось, т.е.

$$\beta_d = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} = \beta_{ид} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} \quad (1)$$

где P_{T_1} ; P_{T_2} – тормозные силы на передней и задней осях автомобиля; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой; h – высота центра масс автомобиля; L – продольная колесная база автомобиля; b – расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость.

В работе [3] предложен критерий оценки склонности автомобилей к развитию заноса при торможении. В качестве такого критерия принято начальное угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги при малых или близких к нулю углах ψ_0 отклонений его продольной оси от заданного направления движения. В указанной работе определены выражения углового ускорения ε автомобиля в

плоскости дороги при различном сочетании заблокированных и незаблокированных колес.

$$\varepsilon = \frac{d^2\Psi}{dt^2} = \begin{cases} \varphi^2 \frac{gh}{i_z^2}; & (2) \\ \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1-\beta_d + \varphi \frac{h}{L}} \left\{ \sqrt{\left[\frac{b}{L}(1-\beta_d) + \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_d^2} - \frac{b}{L}(1-\beta_d)\Psi \right\}; & (3) \\ \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{b}{\beta_d - \varphi \frac{h}{L}} \left\{ -\sqrt{\left[\beta_d(1-\frac{b}{L}) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{b^2}{L^2}(1-\beta_d)^2} + (1-\frac{b}{L})\beta_d\Psi \right\}, & (4) \end{cases}$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси; a – расстояние от передней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость; φ – курсовой угол автомобиля (угловое отклонение продольной оси машины от первоначального направления движения).

Выражение (2) соответствует случаю движения с заблокированными передними и задними колесами.

Выражение (3) – заблокированным задним и незаблокированным передним колесам, а выражение (4), соответственно, случаю движения с заблокированными передними и незаблокированными задними колесами.

Если оценивать тенденцию к развитию заноса в начальный момент времени, то $\Psi \rightarrow 0$. В этом случае правая часть выражения (2) стремится к нулю. Выражения (3) и (4) при $\Psi = 0$ примут вид (5) и (6) соответственно.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 = \begin{cases} \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1-\beta_d + \varphi \frac{h}{L}} \sqrt{\left[\frac{b}{L}(1-\beta_d) + \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2}} & (5) \\ -\frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{b}{\beta_d - \varphi \frac{h}{L}} \sqrt{\left[\beta_d(1-\frac{b}{L}) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{b^2}{L^2}(1-\beta_d)^2} & (6) \end{cases}$$

При $\beta_d = \beta_{ид}$ (см зависимость (1)) правые части (5) и (6) также будут равны нулю. Таким образом, условие нахождения в заблокированном состоянии передних и задних колес до момента появления заноса автомобиля (независимо от очередности их блокирования) в соответствии с результатами исследования [3] обеспечивает получение $\varepsilon_0 = 0$.

Однако в работе [3] рассмотрены «велосипедные» (двухколесные) схемы, поскольку не учитывается перераспределение вертикальных реакций между бортами при действии боковых составляющих реакций дороги на колесах.

Целью исследования является оценка склонности автомобиля к развитию заноса при торможении со всеми заблокированными колесами с учетом перераспределения вертикальных реакций между бортами. Для достижения указанной цели необходимо учесть влияние этого перераспределения на динамику движения машины в плоскости дороги.

На рис. 1 представлена расчетная схема движения автомобиля при заносе со всеми заблокированными колесами. При составлении расчетной схемы (рис.1)

приняты те же допущения, что и в работе [3], т.е. боковые составляющие линейных скоростей в контакте колес с дорогой невелики и ими можно пренебречь. В этом случае реакции на колесах в плоскости дороги коллинеарны направлению вектору скорости первоначального движения центра масс, но направлены в противоположную сторону.

Уравнение вращательного движения в этом случае (рис. 1) имеет вид

$$J_{zc} \frac{d\omega}{dt} = \frac{B}{2}(R_1' - R_1'') \cos \Psi + a(R_1' + R_1'') \sin \Psi + \frac{B}{2}(R_2' - R_2'') \cos \Psi - b(R_2' + R_2'') \sin \Psi, \quad (7)$$

где J_{zc} – момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; ω – угловая скорость автомобиля.

Для малых углов Ψ можно принять, что $\sin \Psi \cong \Psi$, а $\cos \Psi \cong 1$. Кроме того

$$R_1' + R_1'' = R_1; \quad (8)$$

$$R_2' + R_2'' = R_2, \quad (9)$$

где R_1, R_2 – суммарные реакции в плоскости дороги на колесах передней и задней осей соответственно.

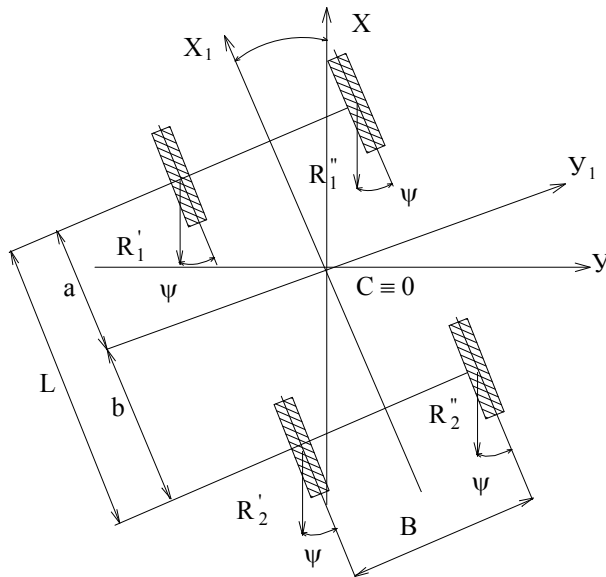


Рис. 1. Расчетная схема сил, действующих на автомобиль со всеми заблокированными колесами в начальный момент появления заноса: В– колея передних и задних колес; R_1', R_1'', R_2', R_2'' – суммарные реакции в плоскости дороги на колесах.

Разности суммарных реакций в плоскости дороги на колесах передней и задней осей:

$$R_1' - R_1'' = \varphi(R_{Z_1}' - R_{Z_1}''); \quad (10)$$

$$R_2' - R_2'' = \varphi(R_{Z_2}' - R_{Z_2}''), \quad (11)$$

где $R_{Z_1}', R_{Z_1}'', R_{Z_2}', R_{Z_2}''$ – вертикальные реакции на колесах.

Разность вертикальных реакций на колесах одной оси

$$R_{Z1}' - R_{Z1}'' = -2P_{y1} \frac{h}{B}; \quad (12)$$

$$R_{Z2}' - R_{Z2}'' = -2P_{y2} \frac{h}{B}, \quad (13)$$

где P_{y1} ; P_{y2} – суммарные боковые силы на колесах передней и задней осей соответственно.

Уравнение (7) с учетом принятых допущений, а также соотношений (8), (9), (10), (11), (12), (13) примет вид

$$J_{Zc} \frac{d\omega}{dt} = -P_y \phi h + (aR_1 - bR_2) \Psi, \quad (14)$$

где P_y – суммарная боковая сила, возникающая при появлении заноса автомобиля

$$P_y = P_{y1} + P_{y2}. \quad (15)$$

С другой стороны (с учетом принятой при составлении расчетной схемы допущений)

$$P_y \approx R_1 \Psi + R_2 \Psi = \Psi(R_1 + R_2) = \Psi \phi G_a = \Psi \phi m_a g, \quad (16)$$

где G_a , m_a – соответственно общий вес и общая масса автомобиля.

Суммарные реакции в плоскости дороги на передней и задней осях автомобиля при торможении со всеми заблокированными колесами

$$R_1 = \phi G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L} \right); \quad (17)$$

$$R_2 = \phi G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \frac{h}{L} \right). \quad (18)$$

Подставляя (16), (17), (18) в (14), получим

$$J_{Zc} \frac{d\omega}{dt} = 0. \quad (19)$$

Выводы. Таким образом, учет перераспределения вертикальных реакций между бортами автомобиля при заносе в процессе торможения со всеми заблокированными колесами позволяет определить, что угловое ускорение машины равно нулю при любом значении угла ϕ . При «велосипедной» расчетной схеме нулю равно только начальное угловое ускорение. Следовательно, при торможении со всеми заблокированными колесами четырехколесные транспортные средства более устойчивы, чем двухколесные велосипеды или мотоциклы.

Литература

1. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении.-М.: Машгаз, 1952. – 183 с.
2. Вопросы динамики торможения и теории рабочих тормозных систем автомобилей / Тенбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Куман А.М., Кобылянский В.Н./ Под ред. Б.Б. Генбома. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
3. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999 – 93с.

Нечаев Г.И., Куликов Ю.А., Грибиниченко М.В., Сметана С.А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В ГОРОДСКИХ ПАССАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗКАХ

Проанализирована эффективность и область рационального применения агрегатно-зональной формы организации технического обслуживания городских автобусов поточным методом в период времени между пиковыми значениями пассажиропотока. Рис.2, ист.3.

Эффективность использования автомобильного транспорта в городских пассажирских перевозках определяется, в первую очередь, соответствием провозной возможности парка подвижного состава и пассажиропотока. Особое значение имеет обеспечение перевозок в часы "пик", поэтому потребность в подвижном составе, как правило, рассчитывается по максимальному значению пассажиропотока. Обеспечить обслуживание определенного пассажиропотока Q можно путем выбора вместимости автобусов и их числа $A_{ср}$. При этом учет динамики формирования пассажиропотоков во времени представляет собой одну из главных задач транспортных расчетов, в течение суток пассажиропоток может изменяться по величине в 2 раза [1], что приводит к нарушению обслуживания пассажиропотока и недопустимой перегрузке автобусов (при малом $A_{ср}$), или к непроизводительным простоям подвижного состава (при расчете $A_{ср}$ по максимальному значению Q).

Следует также отметить, что обслуживание пассажиропотока производится автобусами разной вместимости, при этом автобусы малой вместимости в большей степени подвержены влиянию колебаний пассажиропотока (рис.1) [2]. Так, например, для обслуживания маятникового маршрута полной длиной 20 км автобусами ГАЗель-32213 вместимостью 15 пас. с эксплуатационной скоростью 20 км/ч, при максимальном пассажиропотоке 225 пасс/ч (рис.2 а) требуется 15 автобусов, а при среднем пассажиропотоке — 8 (рис.2.б). Непроизводительные простои каждого автобуса при их числе 9 – 15 составляют 4 – 9,2 ч.

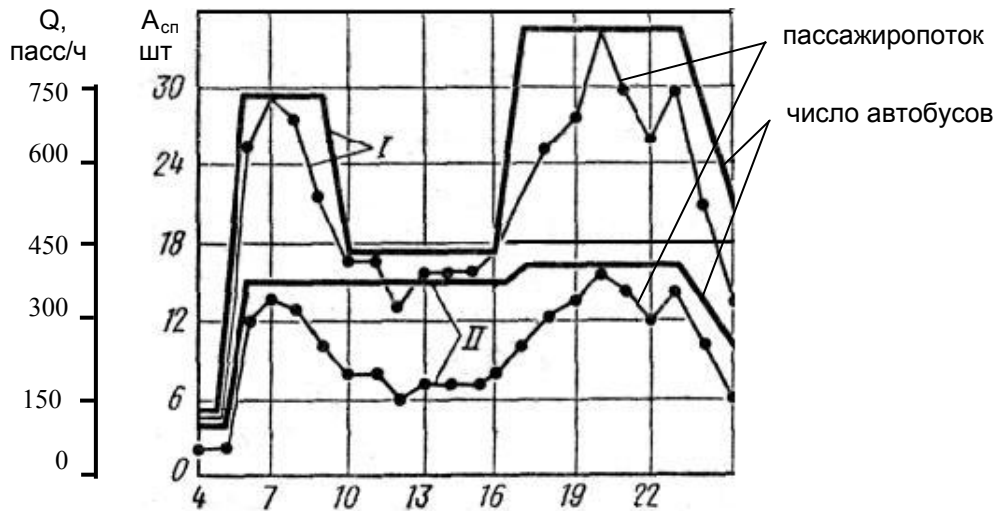
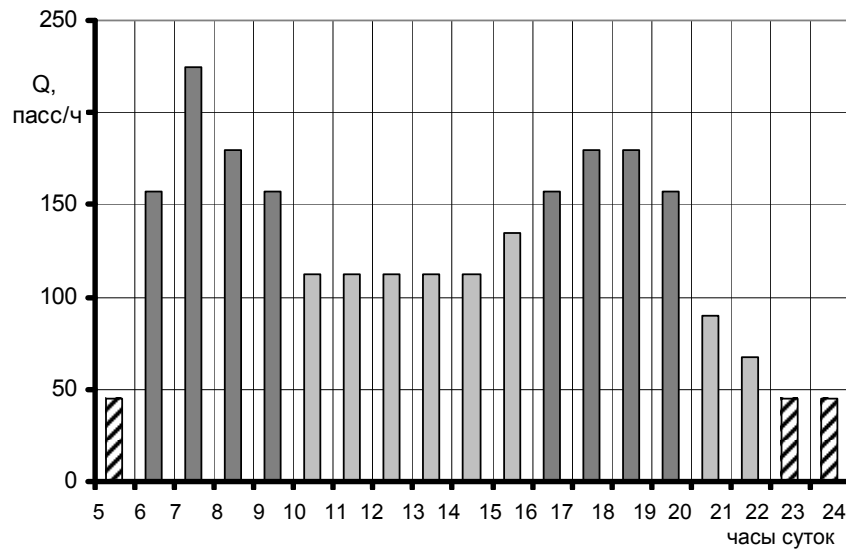
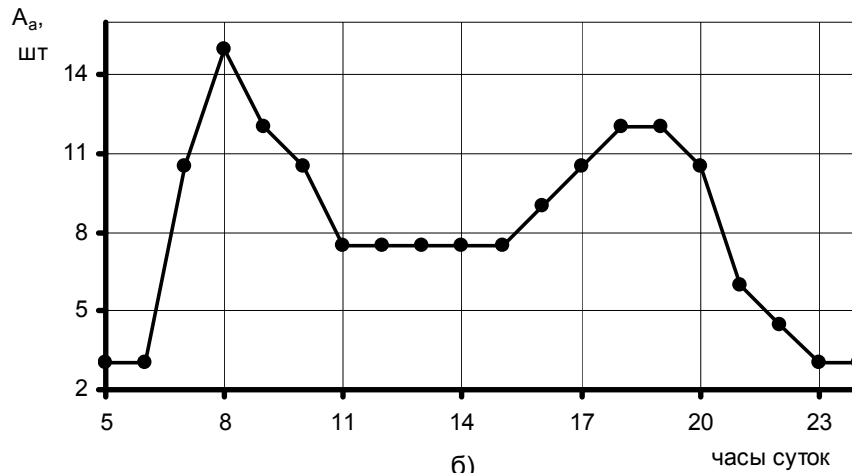


Рис.1. Изменение пассажиропотока и требуемого числа автобусов по часам суток: I – автобусы малой вместимости; II – автобусы большой вместимости



а)



б)

Рис.2. Влияние времени суток на характеристики городского маршрута:
 а) изменение пассажиропотока; б) изменение требуемого числа автобусов

Поскольку простои подвижного состава в промежутке времени между часами “пик” неизбежны, их целесообразно использовать для проведения технического обслуживания (ТО) автобусов. Причем для заданных условий эксплуатации можно рекомендовать применение агрегатно-зональной формы организации производства работ ТО, согласно которой ТО-2 выполняют частями в несколько заездов на специализированных постах в межсменное время. Дни заездов совпадают с проведением ТО-1, таким образом, проведение четырех совмещенных ТО эквивалентно традиционной схеме: три ТО-1 + одно ТО-2. Преимуществом данной формы организации работ является ликвидация дней простоя в ТО-2, кроме того, в условиях городских пассажирских перевозок ТО удобно проводить поточным методом во время между часами “пик”, что позволит частично компенсировать суточные колебания пассажиропотока.

Целесообразность применения поточного метода обслуживания определяется величиной отношения такта поста τ к ритму производства R , которое

должно быть не менее 3 [3]. Тогда из указанного соотношения можно получить минимально необходимую сменную программу $N_{см}$ для поточной линии совмещенного ТО:

$$N_{см} = \frac{X_{ТО}}{\frac{t_{ТО}}{P \cdot T_{л}} + \frac{0,05}{T_{л}}}, \quad (1)$$

где $X_{ТО}$ – принятое число постов линии совмещенного ТО;

$t_{ТО}$ – трудоемкость одного совмещенного ТО, чел·ч;

P – число рабочих на линии ТО, чел;

$T_{л}$ – время работы линии, ч.

Для оценки эффективности и области рационального применения поточного метода обслуживания с агрегатно-зональной организацией работ и проведением совмещенного ТО, рассмотрим указанный выше пример городского маятникового маршрута.

Пользуясь формулой 1, определим требуемую сменную программу трехпостовой поточной линии ТО, на которой занято 4 рабочих. Трудоемкость одного совмещенного ТО с учетом доли сопутствующего ремонта и сезонного обслуживания для автобуса ГАЗ-32213 составляет: $T_{ТО} = T_{ТО-1} \cdot 1,15 + 0,25 \cdot T_{ТО-2} \times 1,2 \cdot 1,2 = 5 \cdot 1,15 + 0,25 \cdot 16 \cdot 1,2 \cdot 1,25 = 11,5$ чел·ч. Время работы линии $T_{л}$ принимается равным промежутку времени между часами “пик” (см. рис.1), т.е. $T_{л} = 5$ ч, время работы транспорта на маршруте — 19 ч (с 5⁰⁰ до 24⁰⁰). Тогда, сменная программа составит $N_{смТО} = 5,12 \approx 5$ авт.

Для автобусов рассматриваемого маршрута требуемое число совмещенных ТО можно определить по формуле

$$N'_{см} = \frac{L_{ссп}}{L_{ТО}} = \frac{A_{ссп} \cdot \alpha_{в} \cdot t_{п} \cdot V_{э}}{L_{ТО}}, \quad (2)$$

где $L_{ссп}$ – суммарный среднесуточный пробег автобусов, км;

$L_{ТО}$ – периодичность совмещенного ТО, км;

$A_{ссп}$ – списочное число автобусов маршрута;

$\alpha_{в}$ – коэффициент выпуска автобусов;

$t_{п}$ – время работы транспорта на маршруте, ч;

$V_{э}$ – эксплуатационная скорость автобуса, км/ч.

Коэффициент выпуска автобусов $\alpha_{в}$ с учетом изменения пассажиропотока по часам суток:

$$\alpha_{в} = \frac{\sum_{i=1}^{t_{п}} A_{mi}}{t_{п} \cdot A_{ссп}},$$

где A_{mi} – число автобусов, работающих на маршруте в течение i -го часа.

Потребность рассматриваемого маршрута в проведении совмещенного ТО (по формуле 2) составляет 1 автобус в день, а для загрузки поточной линии необходимо 5 автобусов в день, тогда возможно обслуживание автобусов, работающих на разных маршрутах. Общее число обслуживаемых единиц подвижного состава можно определить из выражения (2) через суммарный среднесуточный пробег автобусов n маршрутов, с учетом характеристик i -го маршрута:

$$N'_{\text{см}} = \frac{L_{\text{ссп}}}{L_{\text{ТО}}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{\text{сп}i} \cdot \alpha_{\text{в}i} \cdot t_{\text{п}i} \cdot V_{\text{с}i}}{L_{\text{ТО}}}.$$

При полной загрузке линии списочный состав парка автобусов закрепленных за ней для обслуживания, составляет $A_{\text{сп}} = 75$ авт. Тогда для приведенных выше характеристик маршрута совмещенное ТО автобусов целесообразно проводить между часами “пик” на поточной линии при величине пассажиропотока $Q_{\text{max}} \geq 1125$ пасс/ч.

Потребность в обслуживании подвижного состава можно также определить, исходя из величины обслуживаемого пассажиропотока, если выразить число автобусов, работающих на определенном маршруте через его характеристики:

$$A_{\text{сп}} = \frac{l_{\text{м}} \cdot Q}{V_{\text{э}} \cdot m}, \quad (3)$$

где $l_{\text{м}}$ – длина маршрута (длина одного оборота автобуса по маршруту), км;

Q – принятый в качестве расчетного пассажиропоток, пасс/ч;

m – вместимость автобуса, пасс.

Тогда, подставляя 3 в 2, получим:

$$N'_{\text{см}} = \frac{\sum_{i=1}^n l_{\text{м}i} \cdot Q_i \cdot \alpha_{\text{в}i} \cdot t_{\text{п}i}}{m_i \cdot L_{\text{ТО}}}. \quad (4)$$

Зависимость 4 позволяет определить потребность городских автобусов в техническом обслуживании на основании характеристик маршрута и подвижного состава и может быть использована на стадии проектирования.

Таким образом, анализ эффективности организации технического обслуживания автобусов на основе совмещения работ ТО-1 и ТО-2 в едином техническом воздействии с организацией его проведения в период между часами “пик” показал, что простой каждого автобуса сокращается, как минимум (в зависимости от принятой величины пассажиропотока при расчете числа автобусов), на 4%: за счет компенсации суточного колебания пассажиропотока на - 2,5%; за счет ликвидации простоев в ТО-2 — на 1,5%.

Литература

1. Ефремов И.С., Кобзев В.М., Юдин В.А. Теория городских пассажирских перевозок: Учеб. пособие для вузов.— М.: Высш. школа, 1980.—535 с., ил.;
2. Афанасьев Л.Л. и др. Единая транспортная система и автомобильные перевозки: Учебник для студентов вузов/Л.Л.Афанасьев, Н.Б.Островский, С.М. Цукерберг.—2-е изд., перераб. и доп.—М.: Транспорт, 1984.—333 с., ил.;
3. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник в 3 кн.— К.: Выща шк., 1991.—Кн.2. Организация, планирование и управление/В.Е. Канарчук, А.А. Лудченко, И.П. Курников, И.А. Луйк.—406 с., ил.

Старченко В.Н., Буряк В.Г.

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ СМЕШАННАЯ ЗАДАЧА О СДВИГЕ УПРУГОГО ПОЛУПРОСТРАНСТВА

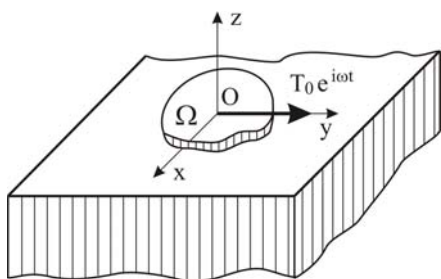
Приведены результаты теоретического исследования пространственной динамической контактной задачи о горизонтальных колебаниях жесткого штампа при взаимодействии с упругим полупространством под воздействием горизонтальной нагрузки. Показан вывод интегрального уравнения на основании уравнений Ляме и принципа предельного поглощения. Рис.1, ист. 7.

Развитие и совершенствование транспортных, транспортирующих и горных машин неразрывно связаны с ростом их мощности и рабочих скоростей, что требует новых и более точных математических моделей и методов расчета для обеспечения прочности и надежности в эксплуатации. Особую актуальность представляют контактные задачи теории упругости, позволяющие установить величину и характер распределения контактных напряжений, возникающих при взаимодействии сопряженных тел. Этим вопросам посвящены работы Штаермана И.Я., Мухелишвили Н.И., Галина Л.А., Горячевой И.Г., Джонсона К.Л. [1-5] и др.

В исследованиях контактного взаимодействия значительный интерес представляет проблема учёта тангенциальных напряжений, поскольку известно, что касательные напряжения на контакте увеличивают напряжения сдвига в глубинных слоях материала и смещают их максимум в направлении по ходу движения и к контактной поверхности, при этом максимальные напряжения сдвига могут выходить на контактную поверхность. Увеличение горизонтальной нагрузки при разгоне или в процессе торможения и изменение величины коэффициента трения при скольжении до критических значений приводят к росту напряжений растяжения до уровня напряжений сжатия на противоположных концах пятна контакта. При этом следует особо отметить, что нормальная и горизонтальная нагрузки в процессе движения имеют явно выраженный динамический характер, что заметно ускоряет разрушение контактных поверхностей и способствует образованию усталостных микротрещин внутри материалов.

Целью предлагаемой работы является теоретическое исследование пространственной динамической смешанной контактной задачи о сдвиге упругого полупространства при воздействии горизонтального усилия, изменяющегося по гармоническому закону.

Рассматривается контактная задача о горизонтальных колебаниях жесткого штампа, произвольного в плане, под действием горизонтальной нагрузки $T_0 \cdot e^{i\omega t}$, отнесенной к единице длины.



Предполагается, что в области контакта Ω штампа с полупространством отсутствуют силы трения и отрыв штампа от основания (Рис.1). Задача формулируется таким образом, что компоненты нормального напряжения считаются равными нулю на всей границе полупространства. Вне штампа полупространство не нагружено.

Рис.1. Иллюстрационная схема

Полупространство и штамп отнесем к прямоугольной системе координат Охуз. Плоскость $z = 0$ совпадает с поверхностью контакта штампа с полупространством, которое занимает область $z \leq 0$. Математически задача сводится к решению уравнений Ляме [2] с использованием принципа предельного поглощения [6]

$$\begin{aligned}(\lambda + \mu) \frac{\partial \theta}{\partial x} + \mu \Delta u &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \rho \varepsilon \varpi \frac{\partial u}{\partial t}; \\(\lambda + \mu) \frac{\partial \theta}{\partial y} + \mu \Delta v &= \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \rho \varepsilon \varpi \frac{\partial v}{\partial t}; \\(\lambda + \mu) \frac{\partial \theta}{\partial z} + \mu \Delta w &= \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \rho \varepsilon \varpi \frac{\partial w}{\partial t},\end{aligned}\tag{1}$$

где ε - коэффициент пропорциональности, характеризующий внутреннее трение при следующих граничных условиях

$$\begin{aligned}v(x, y, 0, t) &= -\delta(x, y) \cdot e^{i\varpi t} \quad \text{в } \Omega, \\ \tau_{xz}(x, y, 0, t) &= \sigma_z(x, y, 0, t) = 0, \quad \text{на всей границе} \\ &\quad \text{полупространства} \\ \tau_{yz}(x, y, 0, t) &= 0 \quad \text{вне } \Omega.\end{aligned}\tag{2}$$

В приведенных выражениях $\theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$ - относительное изменение объема, $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ - оператор Лапласа. Решение системы уравнений (1) ищем в виде:

$$\begin{aligned}u(x, y, z, t) &= u_0(x, y, z) \cdot e^{i\varpi t}, \quad v(x, y, z, t) = v_0(x, y, z) \cdot e^{i\varpi t}, \\ w(x, y, z, t) &= w_0(x, y, z) \cdot e^{i\varpi t}.\end{aligned}\tag{3}$$

Подставляя (3) в (1), получим

$$\begin{aligned}(\lambda + \mu) \cdot \left(\frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_0}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial z \partial x} \right) + \mu \Delta u_0 &= -\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon) \cdot u_0, \\ (\lambda + \mu) \cdot \left(\frac{\partial^2 u_0}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial z \partial y} \right) + \mu \Delta v_0 &= -\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon) \cdot v_0, \\ (\lambda + \mu) \cdot \left(\frac{\partial^2 u_0}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 v_0}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial z^2} \right) + \mu \Delta w_0 &= -\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon) \cdot w_0,\end{aligned}\tag{4}$$

$$\begin{aligned}
u_0(x, y, z) &= \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} U(\alpha, \beta, z) \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta, \\
v_0(x, y, z) &= \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} V(\alpha, \beta, z) \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta, \\
w_0(x, y, z) &= \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} W(\alpha, \beta, z) \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta.
\end{aligned} \tag{5}$$

Подставляя (5) в (4), получим обыкновенные дифференциальные уравнения второго порядка относительно трансформант Фурье

$$\begin{aligned}
U_z'' + \left[\frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - \frac{2\alpha^2 (1 - \nu) + \beta^2 (1 - 2\nu)}{(1 - 2\nu)} \right] \cdot U - \frac{\alpha\beta}{1 - 2\nu} V + \frac{i\alpha}{1 - 2\nu} W_z' &= 0, \\
V_z'' + \left[\frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - \frac{2\beta^2 (1 - \nu) + \alpha^2 (1 - 2\nu)}{(1 - 2\nu)} \right] \cdot V - \frac{\alpha\beta}{1 - 2\nu} U + \frac{i\beta}{1 - 2\nu} W_z' &= 0, \\
W_z'' + \left[\frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - (\alpha^2 + \beta^2) \right] \cdot \frac{(1 - 2\nu)}{2(1 - \nu)} W + \frac{i\alpha}{2(1 - \nu)} U_z' + \frac{i\beta}{2(1 - \nu)} V_z' &= 0.
\end{aligned} \tag{6}$$

Разыскивая решение уравнений системы (6) в виде $U = \gamma_1 \cdot e^{\lambda z}$, $V = \gamma_2 \cdot e^{\lambda z}$, $W = \gamma_3 \cdot e^{\lambda z}$, получим

$$\begin{aligned}
\left[\lambda^2 + \frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - \frac{2\alpha^2 (1 - \nu) + \beta^2 (1 - 2\nu)}{(1 - 2\nu)} \right] \cdot \gamma_1 - \frac{\alpha\beta}{(1 - 2\nu)} \gamma_2 + \frac{i\alpha\lambda}{(1 - 2\nu)} \gamma_3 &= 0, \\
-\frac{\alpha\beta}{(1 - 2\nu)} \gamma_1 + \left[\lambda^2 + \frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - \frac{2\beta^2 (1 - \nu) + \alpha^2 (1 - 2\nu)}{(1 - 2\nu)} \right] \cdot \gamma_2 + \frac{i\beta\lambda}{(1 - 2\nu)} \gamma_3 &= 0, \\
\frac{i\alpha\lambda}{2(1 - \nu)} \gamma_1 + \frac{i\beta\lambda}{2(1 - \nu)} \gamma_2 + \left\{ \lambda^2 + \frac{(1 - 2\nu)}{2(1 - \nu)} \cdot \left[\frac{\rho \varpi^2 (1 - i\varepsilon)}{\mu} - \alpha^2 - \beta^2 \right] \right\} \cdot \gamma_3 &= 0.
\end{aligned} \tag{7}$$

Для существования ненулевых решений системы (7) необходимо и достаточно, чтобы определитель системы был равен нулю

$$\Delta(\lambda) = \lambda^6 + A\lambda^4 + B\lambda^2 + C = 0. \tag{8}$$

Здесь $A = \frac{(5-6\nu)}{2(1-\nu)} \cdot \frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} - 3(\alpha^2 + \beta^2),$

$$B = \frac{(2-3\nu)}{(1-\nu)} \left[\frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} \right]^2 - \frac{(5-6\nu) \cdot (\alpha^2 + \beta^2)}{(1-\nu)} \cdot \frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} + 3(\alpha^2 + \beta^2)^2,$$

$$C = \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \left[\frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} \right]^3 - \frac{(2-3\nu) \cdot (\alpha^2 + \beta^2)}{(1-\nu)} \left[\frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} \right]^2 + \\ + \frac{(5-6\nu) \cdot (\alpha^2 + \beta^2)^2}{2(1-\nu)} \cdot \frac{\rho\varpi^2(1-i\varepsilon)}{\mu} - (\alpha^2 + \beta^2)^3.$$

Из уравнения (8) получим корни

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2) - \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \cdot \frac{\rho\varpi^2}{\mu} \cdot (1-i\varepsilon)}, \quad (9)$$

$$\lambda_{3,4} = \lambda_{5,6} = \pm \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2) - \frac{\rho\varpi^2}{\mu} \cdot (1-i\varepsilon)}.$$

Учитывая ограниченность функций U, V, W на бесконечности, решение будет иметь вид:

$$U = A_1 e^{\lambda_1 z} + B_1 e^{\lambda_3 z}, \quad V = A_2 e^{\lambda_1 z} + B_2 e^{\lambda_3 z}, \quad W = A_3 e^{\lambda_1 z} + B_3 e^{\lambda_3 z}. \quad (10)$$

Подставляя теперь (10) в (5), получим общее решение системы уравнений Ляме (1). Зная перемещения, определим по формулам [2] напряжения

$$\sigma_z = 2\mu \left[\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} \theta \right] = 2\mu \left[\frac{(1-\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\nu}{(1-2\nu)} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right], \\ \tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right); \quad \tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right). \quad (11)$$

$$\sigma_z = \frac{\mu}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{(1-\nu)}{(1-2\nu)} \frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\nu}{(1-2\nu)} \cdot (i\alpha U + i\beta V) \right] \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta, \\ \tau_{xy} = \frac{\mu}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial U}{\partial z} + i\alpha W \right] \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta, \quad (12) \\ \tau_{yz} = \frac{\mu}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial V}{\partial z} + i\beta W \right] \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta.$$

Рассмотрим вспомогательную задачу

$$\text{при } z = 0 : \tau_{yz} = -q(x, y) \cdot e^{i\omega t}; \quad \tau_{xy} = \sigma_z = 0 \quad (13)$$

Используя граничные условия вспомогательной задачи, определим константы A_i, B_i в уравнениях (10). Представим $q(x, y)$ интегралом Фурье

$$q(x, y) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} Q(\alpha, \beta) \cdot e^{i(\alpha x + \beta y)} d\alpha \cdot d\beta,$$

$$Q(\alpha, \beta) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} q(\xi, \eta) \cdot e^{-i(\alpha\xi + \beta\eta)} d\xi \cdot d\eta, \quad (14)$$

$$(1 - \nu) \cdot W'_z + \nu(i\alpha U + i\beta V) = -\frac{(1 - 2\nu)}{2\mu} \cdot Q(\alpha, \beta),$$

$$U'_z + i\alpha W = 0; \quad V'_z + i\beta W = 0. \quad (15)$$

В результате получим двумерное интегральное уравнение первого рода с нерегулярным разностным ядром относительно амплитудного значения касательного напряжения

$$\iint_{\Omega} q_{\varepsilon}(\xi, \eta) \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{k_1 \sqrt{\gamma^2 - k_1^2 \lambda_{\varepsilon}^2} \cdot e^{i[\alpha(x-\xi) + \beta(y-\eta)]} d\alpha \cdot d\beta}{4\gamma^2 \sqrt{\gamma^2 - k_1^2 \lambda_{\varepsilon}^2} \cdot \sqrt{\gamma^2 - b_0^2 k_1^2 \lambda_{\varepsilon}^2 - (2\gamma^2 - k_1^2 \lambda_{\varepsilon}^2)^2}} =$$

$$= 4\pi^2 \mu \delta_{\varepsilon}(x, y), \quad (x, y) \in \Omega. \quad (16)$$

Здесь $\tau_{yz}(x, y, t) = q_{\varepsilon}(x, y) \cdot e^{i\omega t}$ - неизвестная функция распределения контактных касательных напряжений под штампом, $\delta_{\varepsilon}(x, y) \cdot e^{i\omega t}$ - величина перемещения штампа, вызываемого приложенной нагрузкой, $k_1 = \frac{\rho \omega^2}{\mu} (1 - i\varepsilon)$; ρ, μ - соответственно, плотность и модуль сдвига материала упругого полупространства, ω - частота колебаний, $\gamma^2 = \alpha^2 + \beta^2$; α, β - параметры преобразования Фурье по переменной x и y , $b_0^2 = (1 - 2\nu)/2(1 - \nu)$, ν - коэффициент Пуассона.

Интегральное уравнение задачи в случае полосового в плане штампа. Вводя в рассмотрение трансформанты Фурье функций $q_{\varepsilon}(\xi, \eta)$, $\delta_{\varepsilon}(x, y)$ и подставляя их в уравнение (16), получим интегральное уравнение рассматриваемой задачи относительно трансформанты Фурье касательного напряжения, которое в безразмерных переменных имеет вид:

$$\int_{-1}^1 q_{\beta}^{\varepsilon}(\xi) k_{\varepsilon}[\chi(\xi - x), \mu_1] \cdot d\xi = 2\pi \Delta \delta_{\beta}^{\varepsilon}(x), \quad |x| \leq 1, \quad \Delta = \mu a^{-1}; \quad (17)$$

$$k_{\varepsilon}(x, \mu_1) = \int_{-\infty}^{\infty} K_{\beta}^{\varepsilon}(u) \cdot e^{-i|x|u} du ; \quad (18)$$

$$K_{\beta}^{\varepsilon}(u) = \frac{\sqrt{u^2 + \mu_1^2 - (1 - i\varepsilon)}}{4(u^2 + \mu_1^2) \cdot \sqrt{u^2 + \mu_1^2 - (1 - i\varepsilon)} \cdot \sqrt{u^2 + \mu_1^2 - (1 - i\varepsilon)} - [2u^2 - (1 - i\varepsilon)]^2} . \quad (19)$$

Здесь $q_{\beta}^{\varepsilon}(x)$ - трансформанта Фурье неизвестной функции распределения амплитудных значений контактных касательных напряжений под штампом, $\delta_{\beta}^{\varepsilon}(x)$ - трансформанта Фурье амплитудных значений перемещения штампа, вызываемого приложенной нагрузкой, $\chi = \varpi a(\rho / \mu)^{1/2}$, $\mu_1 = \beta k_1^{-1}$ - параметр, входящий в функцию $K_{\beta}^{\varepsilon}(u)$ ядра (19) и характеризующий относительную неровность штампа в направлении оси y , $2a$ - длина линии контакта (ось x направлена по линии контакта, ось y - направлена вдоль полосового штампа).

Следует отметить, что интегральное уравнение (17) отличается от интегрального уравнения [7] соответствующей плоской задачи только параметром μ_1 . Поэтому методы решения интегрального уравнения [7] применимы и для решения уравнения (17), полученного в приведенной работе.

Выводы. Приведенные математические модели по выводу и решению интегрального уравнения пространственной динамической смешанной контактной задачи для упругого полупространства могут быть использованы для уточненных расчетов на прочность узлов и деталей машин общего и транспортного машиностроения, а также в строительстве для расчета на прочность фундаментов.

Литература

1. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. М. - Л., Гостехиздат, 1949, - 270с.
2. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. - М.: Наука, 1966.
3. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. - М.: Наука, 1980, - 304с.
4. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. - М.: Машиностроение, 1988, - 256с.
5. Джонсон К.Л. Механика контактного взаимодействия. Пер. с англ. Под ред. Гольдштейна Р.В., - М.: Мир, 1989.
6. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. - М.: Наука, 1972.
7. Старченко В.Н., Буряк В.Г. Динамическая контактная задача о взаимодействии колеса с рельсом. Труды XI Международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта», ДНУЖТ им. академика В.Лазаряна, Днепропетровск, 2004г.

Матейчик В.П., Гуля С.Л.

ОЦІНЮВАННЯ ЗАБРУДНЕННЯ СЕРЕДОВИЩА ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ

В роботі розглянуто особливості методики визначення масових викидів забруднюючих речовин транспортними засобами різних типів у виробничих приміщеннях та оцінювання рівня забруднення середовища в них. Табл.3. дж.4.

Зважаючи на важливість захисту довкілля від негативного впливу автомобільного транспорту, зокрема, від забруднення атмосферного повітря шкідливими викидами, існують методики, які дозволяють розрахувати масові шкідливі викиди дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) в умовах експлуатації [1,2,3,4].

Однак ці методики визначення масових викидів забруднюючих речовин ДТЗ не можуть бути безпосередньо застосовані для оцінки забруднення середовища виробничих приміщень, оскільки в таких умовах для ДТЗ характерні свої особливості роботи. Наведені в методиках витрати палива та викиди забруднюючих речовин ДТЗ різних типів характерні зазвичай для одного вагового стану ДТЗ і не враховують ступеня завантаження ДТЗ. Крім того, значення питомих викидів забруднюючих речовин наводяться для стандартних їздових циклів чи циклів роботи двигуна, які суттєво відрізняються від режимів роботи двигуна у виробничому приміщенні. Методики також не враховують зміни екологічних показників ДТЗ, які обумовлюються сучасними європейськими вимогами.

Методика розрахунку викидів повинна бути доступною проєктанту підприємства автомобільного транспорту для оцінки ДТЗ як джерела шкідливих викидів з метою вибору методу і засобів вентиляції, що забезпечують у виробничих приміщеннях неперевищення гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин, а також з метою оцінювання забруднення підприємством довкілля.

Для цього розроблено таку методику, яка має свої особливості.

Розрахунок масових викидів забруднюючих речовин, що надходять до закритих та частково обмежених виробничих приміщень, здійснюють, виходячи з тривалості періоду перебування в них ДТЗ.

Для цього періоду виділено такі два режими роботи двигуна:

а) режим холостого ходу з частотою обертання $n_{\min_{xx}}$ та $n_{\text{пов}_{xx}}$, хв^{-1} ;

б) режим мінімальних навантажень з частотою обертання n_D при переміщенні ДТЗ із заданою постійною швидкістю, величина якої дуже незначна ($V_a = 5 \dots 15$ км/год), і тому особливості режимів розгону-сповільнення не враховуються.

Розрахунок масових викидів забруднюючих речовин виконується з врахуванням геометричних розмірів двигуна, виду використовуваного палива, завантаження автомобіля, конструктивних параметрів трансмісії, ходової частини і кузова.

За базові ДТЗ прийнято автомобілі, не оснащені будь-якими системами нейтралізації і фільтрації ВГ.

Врахування зміни екологічних показників ДТЗ, які відповідають сучасним європейським вимогам, здійснюється коефіцієнтами корегування, які є відношенням викидів i -ї забруднюючої речовини ДТЗ, що відповідають визначеному рівню, до викидів базових ДТЗ даного типу.

Вихідними даними для визначення викидів забруднюючих речовин ДТЗ у цих умовах є:

- параметри автомобіля (M_0 - власна маса автомобіля, кг; M_F - маса вантажу, кг; u_r - передаткове число головної передачі; u_i - передаткові числа коробки передач; KF - фактор опору повітря; η_m - ККД трансмісії; r_k - статичний радіус кочення колеса, м; V_a - усталена швидкість руху автомобіля, км/год);

- параметри двигуна (V_L - об'єм двигуна, м³; n_{Dxx} - частота обертання валу двигуна в режимі холостого ходу, хв⁻¹; η_v - коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна, M_e - крутний момент двигуна, Н·м; α - коефіцієнт надміру повітря; τ - тактність двигуна; t_{xx} - час роботи двигуна в режимі холостого ходу, с; I_0 - теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива, кг/кг); $G_{палxx}$ - годинна витрата палива в режимі холостого ходу, кг/год; $G_{новxx}$ - годинна витрата повітря в режимі холостого ходу, кг/год; C_{CO_x} - концентрація монооксиду вуглецю у ВГ в режимі холостого ходу, %; C_{CO_2x} - концентрація двооксиду вуглецю в режимі холостого ходу, %; $C_{C_mH_nx}$ - концентрація вуглеводнів в режимі холостого ходу, млн⁻¹; $C_{NO_{xx}}$ - концентрація оксиду азоту в режимі холостого ходу, млн⁻¹; D_x - димність відпрацьованих газів в режимі холостого ходу, %; C_{CO_C} - концентрація оксиду вуглецю в закритому виробничому приміщенні під час руху автомобіля з постійною швидкістю, C_{CO_2C} - концентрація двооксиду вуглецю під час руху автомобіля з постійною швидкістю, %; $C_{C_mH_nC}$ - концентрація вуглеводнів під час руху автомобіля з постійною швидкістю, млн⁻¹; $C_{NO_{xC}}$ - концентрація оксиду азоту під час руху автомобіля з постійною швидкістю, млн⁻¹; D_C - димність відпрацьованих газів під час руху автомобіля з постійною швидкістю) %; μ_i - молярні маси шкідливих речовин, кг/моль (монооксид вуглецю - 28, вуглеводні (за гексаном) - 86, оксиди азоту (в перерахунку на NO_2) - 46, двооксид вуглецю - 44).

- параметри дороги (f_0 - коефіцієнт опору коченню коліс; L - довжина ділянок, м; $\cos \alpha$, $\sin \alpha$ - параметри поздовжнього профілю полотна дороги);

- параметри оточуючого середовища (p_0 - атмосферний тиск, мм.рт.ст; t_0 - температура оточуючого середовища, °C);

- параметри приміщення (V - об'єм виробничого приміщення, м³; $ГДК_{CO}$ - гранично допустима концентрація монооксиду вуглецю в робочій зоні, мг/м³; $ГДК_{C_mH_n}$ - ГДК вуглеводнів, мг/м³; $ГДК_{NO_x}$ - ГДК оксиду азоту, мг/м³; $ГДК_C$ - ГДК вуглецю (сажі), мг/м³; $ГДК_{CO_2}$ - ГДК двооксиду вуглецю, мг/м³; $ГДК_{SO_2}$ - ГДК сірчистого ангідриду, мг/м³).

Розрахунок викидів шкідливих речовин у закритих виробничих приміщеннях та вентиляції необхідної для підтримання ГДК наведена на прикладі автомобіля з бензиновим двигуном. Для автомобілів з двигунами, що живляться природним газом, та дизелями залежності мають свої особливості.

1. Визначення викидів шкідливих речовин в режимі холостого ходу:

а) витрата повітря палива для усіх типів двигунів визначається однаково, кг/год:

$$G_{повxx} = \frac{120 \cdot \eta_{vx} \cdot \rho_{пов} \cdot V_L \cdot n_{Dxx}}{1000 \cdot \tau} ; \quad G_{палxx} = \frac{G_{повxx}}{\alpha_x \cdot I_0} \quad (1)$$

де $\rho_{пов}$ - густина повітря, кг/м³

б) викиди i -тої шкідливої речовини, кг/год:

Масові викиди оксидів вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту розраховують за вимірними концентраціями цих сполук, що утворилися в результаті згоряння, вміст у ВГ сполук сірки і свинцю розраховують, зважаючи на їх вміст у паливах. Зважаючи на те, що газоаналізатори здійснюють вимірювання концентрації різних компонентів ВГ у сухих чи у вологих продуктах згоряння, тому залежно від того, маса якого компонента розраховується у залежність, підставляється M_{BG}^C чи M_{BG}^B .

Кількість сухих M_{BG}^C і вологих M_{BG}^B продуктів згорання можна розрахувати за витратами палива і повітря за залежністю:

$$M_{BG} = a \cdot (b \cdot G_{нал} + G_{нов}), \text{ кмоль/год}, \quad (2)$$

де $G_{нов}$ - годинна витрата повітря, кг/год ;

$G_{нал}$ - годинна витрата палива, кг/год;

a і b - розраховані коефіцієнти, встановлені для випадків розрахунку кількості сухих і вологих продуктів згорання за умови згорання бідних і багатих сумішей та для різних видів палив.

Маса забруднюючих речовин визначається за залежностями:

$$C_i = \frac{C_i''}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{BG}, \text{ кг/год}; \quad C_i = \frac{C_i'}{10^6} \cdot \mu_i \cdot M_{BG}, \text{ кг/год}; \quad (3)$$

де C_i'' та C_i' - концентрації ШР відповідно у об'ємних процентах та частинках на мільйон;

μ_i - молекулярна маса i -ї шкідливої речовини, кг/кмоль.

2. Визначення викидів шкідливих речовин при усталеній швидкості ($V_a = const$):

а) витрати повітря та палива в режимі усталеної швидкості руху ДТЗ, кг/год:

$$G_{новс} = \frac{120 \cdot \eta_{vc} \cdot \rho_{нов} \cdot V_L \cdot n_{Dc}}{1000 \cdot \tau}; \quad G_{налс} = \frac{G_{новс}}{\alpha_c \cdot l_0}; \quad (4)$$

n_{Dc} - частота обертання колінчастого валу двигуна в режимі усталеної швидкості руху ДТЗ, $хв^{-1}$:

$$n_{Dc} = (V_a / 3.6 \cdot u_i \cdot u_r \cdot 30) / (3.14 \cdot r_k)$$

б) крутний момент двигуна, Н·м:

$$M_{KC} = (((M_0 + M_F) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + K_f \cdot (V_a / 3.6)^2 \cdot r_k \cdot 9.8)) / u_i \cdot u_r \cdot \eta_T;$$

в) коефіцієнт наповнення циліндрів:

$$\eta_{vc} = \eta_{vx} + (\eta_{vh} - \eta_{vx}) \cdot M_{KC} / M_{en};$$

г) викиди i -тої шкідливої речовини розраховують за залежностями (1...3) з урахуванням концентрацій шкідливих речовин під час руху автомобіля з постійною швидкістю.

3. Визначення витрати палива за період перебування ДТЗ у виробничому приміщенні, г:

$$G_T = \frac{G_{налxx}}{3.6} \cdot t_{xx} + \frac{G_{налс} \cdot L}{3.6 \cdot V_a};$$

4. Визначення масових викидів шкідливих речовин за період перебування окремим ДТЗ у виробничому приміщенні, г:

$$\begin{aligned} \Delta G_{CO} &= G_{CO_{xx}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{CO_c} \cdot L/V_a ; \\ \Delta G_{CH} &= G_{CH_{xx}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{CH_c} \cdot L/V_a ; \\ \Delta G_{CO_2} &= G_{CO_{2xx}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{CO_{2c}} \cdot L/V_a ; \\ \Delta G_{NOX} &= G_{NO_{xc}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{NO_{xc}} \cdot L/V_a ; \\ \Delta G_{SO_2} &= G_{SO_{2xx}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{SO_{2c}} \cdot L/V_a ; \\ \Delta G_C &= G_{C_{xx}}/3.6 \cdot t_{xx} + G_{C_c} \cdot L/V_a . \end{aligned}$$

Врахування зміни екологічних показників ДТЗ, які відповідають сучасним європейським вимогам, здійснюється коефіцієнтами корегування, які є відношенням викидів i -ї забруднюючої речовини ДТЗ, що відповідають визначеному рівню, до викидів базових ДТЗ даного типу. Значення коефіцієнтів корегування та норм шкідливих викидів ДТЗ різних типів наведені в табл.1-3.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів корегування та норм шкідливих викидів автомобілів з бензиновими двигунами, повна маса яких не перевищує 2,5 т

	K_{CO}	K_{CH}	K_{NOx}
Євро 0	1	1	1
Євро 1	0,22	0,56	0,14
Євро 2	0,18	0,28	0,074
Євро 3	0,18	0,2	0,05
Євро 4	0,08	0,1	0,027

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів корегування та норм шкідливих викидів автомобілями з дизелями, повна маса яких не перевищує 2,5 т

	K_{CO}	K_{CH}	K_{NOx}	$K_{TЧ}$
Євро 0	1	1	1	
Євро 1	0,22	0,098	0,29	1
Євро 2	0,08	0,05	0,15	0,57
Євро 3	0,05	0,06	0,16	0,35
Євро 4	0,04	0,05	0,08	0,178

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів корегування та норм шкідливих викидів дизелів великовантажних автомобілів

	K_{CO}	K_{CH}	K_{NOx}	$K_{TЧ}$
Євро 0	1	1	1	
Євро 1	0,4	0,45	0,55	1
Євро 2	0,35	0,45	0,48	0,41
Євро 3	0,18	0,275	0,34	0,27
Євро 4	0,13	0,19	0,24	0,001
Євро 5	0,13	0,19	0,14	0,001

5. Визначення часу досягнення ГДК i -тої шкідливої речовини в виробничому приміщенні заданого об'єму, с:

$$T_{CO} = \frac{ГДК_{CO} \cdot V}{\Delta G_{CO}^{\delta}} ; T_{CO_2} = \frac{ГДК_{CO_2} \cdot V}{\Delta G_{CO_2}^{\delta}} ; T_{CH} = \frac{ГДК_{CH} \cdot V}{\Delta G_{CH}^{\delta}} ;$$

$$T_{\text{NOX}} = \frac{\text{ГДК}_{\text{NOX}} \cdot V}{\Delta G_{\text{NOX}}^{\circ}}; T_{\text{SO2}} = \frac{\text{ГДК}_{\text{SO2}} \cdot V}{\Delta G_{\text{SO2}}^{\circ}} .$$

6. Визначення необхідного об'єму повітря, що забезпечить дотримання встановлених ГДК різних забруднюючих речовин у виробничому приміщенні (продуктивності вентиляції), м³/с:

$$V_{\text{ГДКСO}} = \Delta G_{\text{CO}}^{\circ} / \text{ГДК}_{\text{CO}}; V_{\text{ГДКСH}} = \Delta G_{\text{CH}}^{\circ} / \text{ГДК}_{\text{CH}}; V_{\text{ГДКСO2}} = \Delta G_{\text{CO2}}^{\circ} / \text{ГДК}_{\text{CO2}}; \quad (5)$$

$$V_{\text{ГДКNOX}} = \Delta G_{\text{NOX}}^{\circ} / \text{ГДК}_{\text{NOX}}; V_{\text{ГДКСO2}} = \Delta G_{\text{SO2}}^{\circ} / \text{ГДК}_{\text{SO2}} .$$

Продуктивність вентиляції закритого виробничого приміщення для забезпечення встановлених законодавчо нормативів вмісту забруднюючих речовин має забезпечити наростання об'єму повітря таким або більшим за найбільше розраховане за залежностями (5) значення $V_{\text{ГДК}}$.

Таким чином, розроблена методика розрахунку викидів забруднюючих речовин ДТЗ у виробничих приміщеннях підприємств автомобільного транспорту, оцінювання ДТЗ як джерела шкідливих викидів з метою вибору методу і засобів вентиляції, що забезпечують у виробничих приміщеннях неперевикнення гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин, а також оцінювання забруднення підприємством довкілля.

Література

1. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта. - ОНТП-01-91 (РД 3107938-0176-91). –Москва, 1991.
2. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на ОС при работе автомобильного транспорта. Итоги науки и техники. Автомобильный и городской транспорт. Том 19. М.: 1996.
3. Гутаревич Ю.Ф., Михно М.В. Определение путей снижения вредных выбросов транспортных средств // Автошляховик України. – 1998. – №1. – С. 21-23.
4. Методика розрахунку викидів забруднюючих речовин пересувними джерелами. Затверджена Держкомстатом України. - Донецьк, УкрНТЕК. - 1999 . - 107 с.

УДК 656.013

Варчук В.В., Вдовиченко А.В., Севостьянов С.Н.

ПЛАНИРОВАНИЕ ПЕРЕВОЗОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ С УЧЕТОМ РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ

В статье рассмотрены вопросы применения ситуационных методов при планировании и управлении перевозками сельскохозяйственных грузов с учетом реальных эксплуатационных факторов. Ист.2.

Бесперебойная работа транспорта становится одним из главнейших условий повышения эффективности работы агропромышленного комплекса.

Проводимые в течение нескольких сезонов уборки сельскохозяйственной продукции исследования позволили сделать вывод о том, что необходимо разрабатывать новые эффективные методы управления автотранспортом, сущность которых заключается в переходе от оперативного плана, устанавливаемого на период уборки, к ситуационному. Типовые ситуации работы автомобилей на уборке урожая изменяются под воздействием различных факторов: погоды, дорог, со-

стояния технических средств и т. д. Переход к режиму управления каждой типовой ситуацией осуществляется с помощью средних поправочных коэффициентов K , которые соответствуют характеристикам конкретных ситуаций работы.

Для определения суточной выработки автомобиля используется формула [1]:

$$W = \frac{T_H \cdot q \cdot \gamma \cdot V_T \cdot \beta}{l_{er} + t_{n-p} \cdot V_T \cdot \beta},$$

где T_H - время нахождения автомобиля в наряде, час; q - грузоподъемность автомобиля, т; γ - коэффициент использования грузоподъемности; V_T - техническая скорость, км/час; β - коэффициент использования пробега; l_{er} - расстояние езды с грузом, км; t_{n-p} - время простоя автомобиля под погрузочно-разгрузочными операциями, час.

С учетом конкретных условий работы автомобиля вводится коэффициент реализации условий перевозок грузов – K , тогда формула приобретает следующий вид:

$$W_{qa} = \frac{T_H \cdot q \cdot \gamma \cdot V_T \cdot \beta}{l_{er} + t_{n-p} \cdot V_T \cdot \beta} K.$$

Найдя значение K и подставив его в формулу суточной выработки автомобиля, получаем действительную выработку автомобиля в конкретных условиях.

Будем считать, что при самой благоприятной ситуации коэффициент K принимает значение «1», а при ситуации критической - $K = 0$. Таким образом, когда сложности отсутствуют, то $K = 1$, когда сложности непреодолимые, то $K = 0$, то есть K изменяется в пределах $[0, 1]$.

Проведенные исследования подтвердили целесообразность разбиения указанного интервала на 4 части. Это вызвано следующими соображениями:

- учетом внешних воздействий на технологический процесс;
- оперативностью их учета;
- минимизацией времени на принятия управленческих решений.

Из многочисленных возможных вариантов рекомендуется классифицировать четыре ситуации, которые соответствуют условиям: 1 - нормальным; 2 - усложненным; 3 - сложным; 4 - критическим.

Весь интервал изменения коэффициента K $[0, 1]$ разобьем на четыре равные части. Если для данной ситуации коэффициент K принимает значение, которое находится в интервале $3/4 < K < 1$, то ситуацию будем называть нормальной; если K принимает значение в интервале $1/2 < K < 3/4$, ситуацию будем называть усложненной; для интервала $1/4 < K < 1/2$, ситуацию будем называть сложной; а в случае, когда $0 < K < 1/4$, ситуацию будем называть критической.

Коэффициент реализации условий перевозок грузов будем рассматривать как функцию, зависящую от множества факторов, которые в дальнейшем будем называть аргументами. Среди этого множества аргументов некоторые из них слабо влияют на значение K и потому являются мало существенными, другие же оказывают сильное влияние на значение коэффициента K .

Все аргументы удобно разделить на внутренние и внешние. К внутренним относятся те, которые имеют непосредственное влияние на перевозки урожая

сельхозпродуктов (опыт и мастерство ответственных за перевозку лиц, техническое состояние автомобиля, качество дороги, погодные условия и т. д.). К внешним аргументам относятся те факторы, которые не имеют непосредственного отношения к автотранспортным средствам, но определяют взаимодействие автомобиля с факторами, воздействующими на эффективность их использования - условия погрузки и разгрузки, их организация и т. д. В данном конкретном случае перевозимые грузы - сельскохозяйственные продукты. Поэтому к внешним аргументам относится также еще и урожайность. В связи с этим целесообразно ввести следующие обозначения:

K_y - коэффициент урожайности;

K_p - коэффициент качества погрузки;

K_r - коэффициент качества разгрузки.

Коэффициент качества погрузки, разгрузки зависит от способа погрузки и разгрузки и технических характеристик средств погрузки (разгрузки). Коэффициент урожайности можно определить, например, как отношение данной урожайности P к максимальному урожаю P_{\max}

$$K_y = P/P_{\max} .$$

К существенным аргументам (факторам, влияющим на характеристику данной ситуации) следует отнести:

а) мастерство управления перевозками урожая

X_n ($n = 0, 1, 2, \dots M$) - опыт и мастерство лиц ответственных за перевозку урожая сельскохозяйственных продуктов.

Причем значение индекса $n = 0$ - соответствует уровню мастерства водителя автомобиля; $n = 1$ - уровню мастерства бригадира в управлении бригадой; $n = 2$ - уровню мастерства начальника автоотряда в управлении автоотрядом и т. д.; $n = M$, где M - количество инстанций, ответственных за перевозку урожая сельскохозяйственных продуктов.

Значение X_n может изменяться в пределах $0 < X_n < 1$.

Если ответственное лицо (водитель, бригадир и т. д.) не соответствует занимаемой должности, то для них X_n принимает значение, близкое к «0», если же ответственное лицо высокой квалификации, то X_n - стремится к 1. С накоплением опыта и повышением мастерства специалиста коэффициент X_n может увеличиваться. Таким образом, коэффициент X_n определяется квалификацией специалиста, а его конкретное значение можно установить только при помощи статистических данных работы данного специалиста, отражающих уровень выполнения поставленных задач.

б) Техническое состояние подвижного состава

E_0 - коэффициент технического состояния автотранспортного средства.

Если автомобиль неисправный, то $E_0 = 0$, если техническое состояние автомобиля соответствует требованиям, предъявленным к исправному подвижному составу, то $E_0 = 1$. Значение E_0 в конкретном случае можно определить, например, по формуле:

$$E_0 = 1 - \frac{L}{L_0},$$

где L - пробег автомобиля на данный момент; L_0 - пробег автомобиля до капитального ремонта.

в) Качество дороги

K_{∂} — коэффициент качества дороги, который изменяется в пределах $0 \leq K_{\partial} \leq 1$.

Для дорог с твердым покрытием в летнее время он близок к значению «1». Если дорога непригодна, то $K_{\partial} = 0$.

Вычисление коэффициента качества дороги (K_{∂}) имеет некоторые особенности. Определение его тем более важно, что среди множества факторов, влияющих на коэффициент реализации условий перевозок, коэффициент качества дороги является одним из наиболее трудных для вычисления. Для его определения предлагается следующий подход.

Дорога распределяется на A участков неодинаковой протяженности с различными характеристиками. Характеристика (состояние) каждого из участков дороги зависит от погодных условий и ряда других факторов и постоянно меняется. Для упрощения вычислений принимаем, что характеристика дороги не меняется.

Рассмотрим несколько простейших случаев для установления закономерности вычисления коэффициента качества дороги, далее перенесем выводы на вычисления K_{∂} в любых условиях.

Пусть дорога А0-А2 состоит из двух участков: А0А1 и А1А2. Обозначаем: K_{∂} - коэффициент качества всей дороги, $K_{\partial 1}$, $K_{\partial 2}$ - коэффициент качества первого и второго участков соответственно.

Очевидно, что рассматриваемые коэффициенты связаны между собой равенством

$$K_{\partial} = K_{\partial 1} \cdot K_{\partial 2} \leq 1. \quad (1)$$

Пусть теперь оба участка дороги А0А1 и А1А2 эквивалентны, тогда $K_{\partial 1} = K_{\partial 2}$ и зависимость (1) принимает вид

$$K_{\partial} = (K_{\partial 1})^2. \quad (2)$$

Рассмотрим теперь случай, когда дорога состоит из трех эквивалентных между собой участков, равных участку А0А1. Тогда, подобно (2), для K_{∂} получим выражение

$$K_{\partial} = (K_{\partial 1})^3. \quad (3)$$

Из сопоставления формул (2) и (3) можно заметить, что для вычисления K_{∂} для всей дороги произвольной длины с постоянной характеристикой величину $K_{\partial 1}$ надо возвести в степень, равную отношению длины дороги к длине участка А0А1, т. е.,

$$K_{\partial} = (K_{\partial 1})^{S/S_1} \quad (4)$$

где S - длина дороги; S_1 - длина эталонного участка А0А1.

Вид формулы (4) показывает, что в дальнейшем удобнее рассматривать величину логарифмического коэффициента качества дороги $\ln K_{\partial} = C_{\partial}$, которую назовем коэффициентом сложности дороги. Логарифмируя (4), получим

$$C_{\partial} = \frac{S}{S_1} \cdot C_{\partial 1}, \quad (5)$$

где $C_{\partial 1} = L_n K_{\partial 1}$, $C_{\partial} = L_n K_{\partial} \leq 0$.

Пусть $S_1 = 1$ км (километр наиболее удобная мера измерения длины для автотранспорта), тогда C_∂ приобретает смысл логарифмического коэффициента качества дороги из расчета на 1 км. Формула (5) при этом упрощается

$$C_d = C_{d_1} \cdot S \quad (6)$$

Из формул (4) - (6) видно, что коэффициент сложности дороги по абсолютной величине растет пропорционально длине, а коэффициент качества дороги уменьшается по экспоненциальному закону с увеличением длины дороги.

Перейдем к рассмотрению общего случая, когда вся дорога имеет множество разнообразных участков. Для отдельного участка малой протяженности dS , где dS - дифференциал переменной длинны S , отсчитываемой от начального пункта дороги, т. е. от точки A_0 , логарифмический коэффициент качества этого участка целесообразно обозначить через dC_∂ , где d - дифференциал величины C_∂ . Так как рассматриваемый участок бесконечно мал, то в пределах этого участка можно считать его характеристики постоянными, поэтому для этого участка можно применить формулу

$$C_d = C_{d_1} \cdot dS \quad (7)$$

Согласно предположению о сложности всей дороги, коэффициент C_{∂_1} будет являться переменной величиной при движении вдоль дороги, т. е.

$$C_{d_1} = C_{d_1}(S) \quad (8)$$

Заметим, что если при нахождении K_∂ для всей дороги, состоящей из нескольких участков (из n участков), надо K_∂ для каждого участка перемножить между собой

$$K_d = \prod_{i=1}^n K_{d_i} \quad (9)$$

тогда как для вычисления C_∂ необходимо соответствующие C_{∂_1} сложить между собой

$$C_d = \sum C_{d_i} \quad (10)$$

В этой формуле и заключается преимущество величин C_∂ перед величинами K_∂ . Учитывая свойство (10), интегрированием по всей длине дороги из (7) найдем искомое выражение для C_∂ :

$$C_d = \int_0^{S_0} C_{d_1}(S) dS \quad (11)$$

где S_0 - длина рассматриваемой дороги.

Коэффициент качества дороги определится из формулы:

$$K_d = \exp \left[\int_0^{S_0} C_{d_1}(S) dS \right] \quad (12)$$

На практике всю дорогу разбиваем на несколько участков так, что для каждого участка значение коэффициента C_{∂_1} для каждого типа дорог может быть определено экспериментально.

Для данного участка дороги коэффициент сложности дороги может изменяться со временем из-за изменения погодных условий или из-за других возникших обстоятельств, т. е. в общем случае следует считать

$$C_{дi} = C_{дi}(t, S), \quad (13)$$

При этом формулы (6), (9) - (12) будут иметь вид

$$\begin{aligned} C_{д}(t) &= C_{дi}(t, S) \cdot S_0 \\ K_{д}(t) &= \prod_{i=1}^n K_{дi}(t) \\ K_{дi}(t) &= \exp C_{дi}(t, S_i) \cdot S_i \\ C_{д}(t) &= \sum C_{дi}(t) \\ C_{д}(t) &= \int_0^{S_0} C_{дi}(t, S) dS \\ C_{д}(t) &= \int_0^{S_0} C_{дi}(t, S) dS \end{aligned} \quad (14)$$

Для грунтовых дорог (в зависимости от почвы - глинистой, черноземной, песчаной, каменистой и т. д.) состояние дороги в теплое время сильно зависит от количества осадков, выпавших за ближайшие сутки, а в зимнее время качество и дорог с твердым покрытием зависит от осадков в виде снега (гололеда). Для каждого типа дорог должна быть установлена критическая величина выпадающих осадков за сутки h^* в миллиметрах, при выпадении которой дорога становится непригодной, т. к. $K_{д}$ зависит от количества выпавших осадков h , от h^* и от температуры T .

$$K_{д} = K_{д}(h, h^*, T) \quad (15)$$

Эта зависимость должна быть монотонной, убывающей по переменной h так, чтобы $h = h^*$, независимо от значений T получалось, что $K_{д} = 0$. Аргумент T слабо влияет на качество дороги, скорее, влияет только тот факт, что T больше 0°C (летнее время) или меньше 0° (зимнее время).

Выводы. 1. Ориентация не только на благоприятные условия для работы автотранспорта, а предвидение усложненных, сложных и критических обстоятельств, т. е. внедрение ситуационного планирования и оперативного управления позволяет постоянно в любых условиях эффективно использовать подвижной состав, добиваться его наивысшей производительности.

2. Предложенная методика определения выработки автомобилей с учетом коэффициента реализации условий перевозок позволяет определить влияние мастерства управления перевозками, технического состояния подвижного состава, погодных условий и качества дороги на производительность автомобилей.

Литература

1. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки: Учебник. К.: Вища шк. 1986.-447 с.
2. Прогрессивные формы организации управления уборкой и перевозкой урожая. Бюллетень ТПО "Винницаавтотранс". Винница, 1992. – 12 с.

Куликов Ю. А., Гончаров А. В., Томачинский Ю. Н.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ «ТАВРИЯ» ПУТЕМ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОЙ СТЕПЕНИ ОРЕБРЕНИЯ РАДИАТОРА

Рассматриваются способы повышения эффективности системы охлаждения автомобилей «Таврия» путем выбора рациональной степени оребрения радиатора. Рис. 3, табл. 1, ист. 2.

В системе охлаждения национального автомобиля «Таврия» применяется два вида радиаторов. Это алюминиевый трубчато-пластинчатый радиатор с круглыми трубками и более эффективный – медный трубчато-ленточный с плоско-овальными трубками, который применяется на автомобилях «Таврия» и «Славу-та» с двигателем объемом 1299 см³ и инжекторной системой питания. В данной работе рассмотрен вопрос повышения эффективности алюминиевого радиатора.

Для решения задачи выбора рациональной степени оребрения радиатора необходимо проведение анализа радиаторов одного типа с разными шагами расположения ребер; получить зависимости, учитывающие влияние шага на коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление радиатора; дополнить математическую модель расчета системы охлаждения автомобиля [1] полученными уравнениями; произвести расчет и, уже учитывая работу вентилятора, выбрать рациональную степень оребрения.

Известны уравнения в критериальной форме, учитывающие влияние шага расположения ребер на коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление для радиаторов, применяющихся в охлаждающих устройствах тепловозов [2], полученные при $Re = 1000...3000$:

$$Nu_2 = 257 \cdot Re_2^{0,62} \cdot \left(\frac{\delta_p}{t_p} \right)^{0,3} \quad \text{для} \quad \frac{\delta_p}{t_p} = 0,02...0,04 ; \quad (1)$$

$$Nu_2 = 154 \cdot Re_2^{0,62} \cdot \left(\frac{\delta_p}{t_p} \right)^{0,14} \quad \text{для} \quad \frac{\delta_p}{t_p} = 0,04...0,09 ; \quad (2)$$

$$Eu_2 = 100,4 \cdot Re_2^{-0,43} \cdot \left(\frac{\delta_p}{t_p} \right)^{0,13} \quad \text{для} \quad \frac{\delta_p}{t_p} = 0,02...0,09 , \quad (3)$$

где Nu_2 – критерий Нусельта по воздуху; Re_2 – критерий Рейнольдса по воздуху; Eu_2 – критерий Эйлера по воздуху; t_p – шаг расположения ребер, м; δ_p – толщина пластины, м.

Для определения влияния на характеристики автомобильных радиаторов степени оребрения на стенде для исследования натуральных образцов радиаторов в лаборатории «Теплоэнергетических систем транспортных средств» кафедры «Автомобили» ВНУ им. В. Даля было экспериментально исследовано три медных радиатора автомобиля ИЖ – 2126 с разными шагами расположения ребер и три алюминиевых радиатора автомобиля ЗАЗ – 110207 с шагом $t_p = 1,5$ мм, который и применяется на автомобилях «Таврия» (основные геометрические характеристики этих радиаторов приведены в табл. 1). Это позволило определить коэффициенты

теплопередачи и аэродинамические сопротивления для данных радиаторов (рис. 1 – 2).

Таблица 1

Основные геометрические характеристики радиаторов
автомобилей ИЖ – 2126 и ЗАЗ – 110207

№ п/п	Наименование характеристики	ИЖ – 2126			ЗАЗ – 110207
		1	2	3	
1.	Тип радиатора	трубчато-пластинчатый			
2.	Сечение трубок	платоооальное			круг- лое
3.	Материал изготовления пластин	медь			алю- миний
4.	Материал изготовления трубок	медь			ла- тунь
5.	Рабочая длина радиатора, мм	480			380
6.	Рабочая ширина радиатора, мм	340			
7.	Рабочая глубина радиатора, мм	40			34
8.	Диаметр трубки, мм	15,5 × 1,8			8
9.	Шаг расположения трубок по фронту, мм	8			18
10.	Шаг расположения трубок по глубине, мм	18			16
11.	Количество пластин, шт	371	255	213	253
12.	Количество трубок, шт	79			36
13.	Шаг расположения ребер, мм	1,29	1,88	2,25	1,5
14.	Толщина пластины, мм	0,1			0,078
15.	Толщина трубки, мм	0,2			0,4
16.	Поверхность охлаждения, м ²	9,603	7,013	6,041	5,26

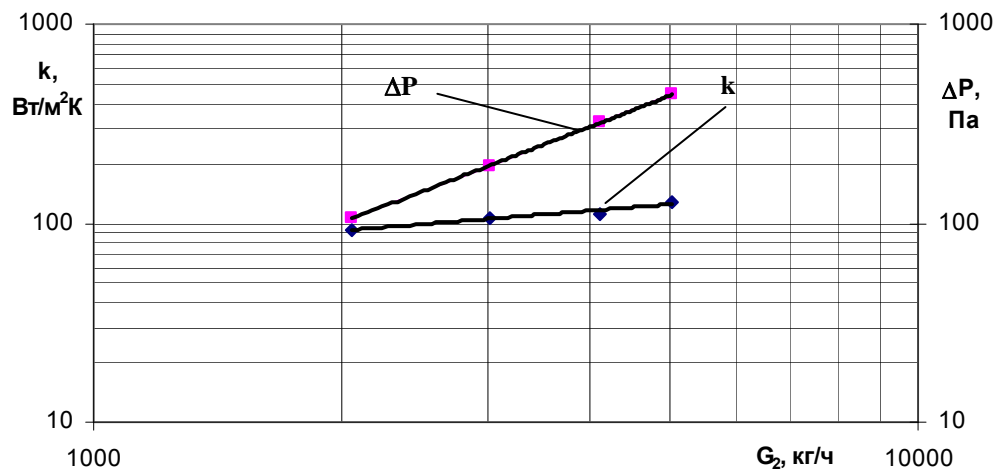


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления от массового расхода воздуха в радиаторе автомобиля ЗАЗ – 110207

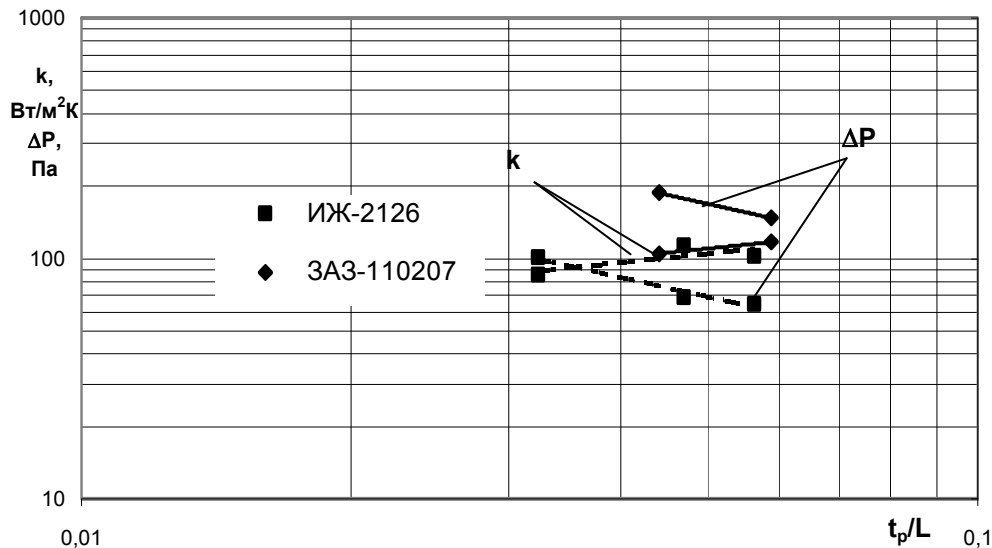


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления от шага расположения ребер в радиаторе автомобилей ИЖ – 2126 и ЗАЗ – 110207

В результате экспериментальных исследований были получены следующие зависимости в параметрической и критериальной форме:

1. для медных радиаторов автомобиля ИЖ – 2126:

– для коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи:

$$k = 6,6857 \cdot G_2^{0,485} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,379}; \quad (4)$$

$$Nu_2 = 3,8096 \cdot Re_2^{0,532} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,8}; \quad (5)$$

– для аэродинамического сопротивления:

$$\Delta P_2 = 2,1418 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,561} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,831}; \quad (6)$$

$$Eu_2 = 11,5441 \cdot Re_2^{-0,429} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,467}; \quad (7)$$

2. для алюминиевого радиатора автомобиля ЗАЗ – 110207:

– для коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи:

$$k = 7,2191 \cdot G_2^{0,334}; \quad (8)$$

$$Nu_2 = 0,5944 \cdot Re_2^{0,442}; \quad (9)$$

– для аэродинамического сопротивления:

$$\Delta P_2 = 0,0005 \cdot G_2^{1,603}; \quad (10)$$

$$Eu_2 = 57,257 \cdot Re_2^{-0,369}, \quad (11)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\frac{Вт}{К \cdot м^2}$; ΔP_2 – аэродинамическое сопротивление, Па; G_2 – массовый расход воздуха, кг/ч; L – глубина радиатора, м.

Полученные уравнения справедливы при значениях критерия Рейнольдса $Re = 500 \dots 2000$ и при значениях $\frac{t_p}{L} = 0,03 \dots 0,06$.

В связи с тем, что в наличии имелись алюминиевые радиаторы автомобиля «Таврия» только с одним шагом расположения ребер, по аналогии с медными радиаторами были получены уравнения, учитывающие влияние шага на коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление для алюминиевого радиатора автомобиля «Таврия» (рис. 2):

– для коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи:

$$k = 23,5776 \cdot G_2^{0,334} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,379}; \quad (12)$$

$$Nu_2 = 7,2333 \cdot Re_2^{0,442} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{0,8}; \quad (13)$$

– для аэродинамического сопротивления:

$$\Delta P_2 = 3,7456 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,603} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,831}; \quad (14)$$

$$Eu_2 = 13,3268 \cdot Re_2^{-0,369} \cdot \left(\frac{t_p}{L}\right)^{-0,467}. \quad (15)$$

Полученные уравнения (12) – (15) позволяют провести тепловой и аэродинамический расчет системы охлаждения с учетом влияния шага расположения ребер. На рис. 3 представлены аэродинамические характеристики вентиляторов автомобилей ЗАЗ – 110207, ЗАЗ – 110308-40 и вентиляторов серии УК-2М, применяемых в охлаждающих устройствах тепловозов, с углами установки лопастей 25° и 30° [2]; а также сети воздушного тракта автомобиля «Таврия» для различных значений шага расположения ребер в радиаторе.

Проведенный анализ позволил установить, что четырехлопастной вентилятор автомобиля ЗАЗ – 110207 недостаточно эффективен и не обеспечивает необходимый расход воздуха через радиатор. Семилопастной вентилятор, применяемый на автомобилях «Таврия» и «Славу́та» совместно с медным трубчатоленточным радиатором, намного эффективнее и обеспечивает необходимый расход воздуха, однако имеет высокие затраты мощности по сравнению с другими вентиляторами.

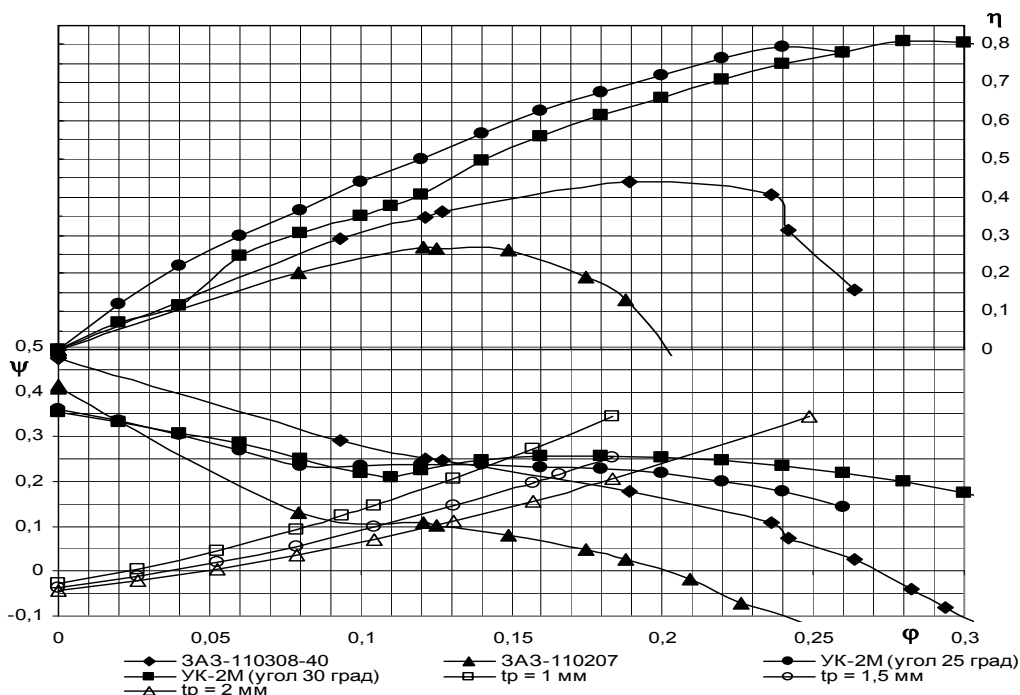


Рис. 3. Аэродинамические характеристики вентиляторов и сети автомобилей ЗАЗ и вентиляторов серии УК-2М

Применение вентилятора серии УК-2М позволяет уменьшить затраты мощности на привод вентилятора на 10%, а также увеличить шаг расположения ребер в радиаторе с 1,5 мм до 1,67 мм, что, в свою очередь, позволяет уменьшить массу радиатора на 4%.

Выводы. В охлаждающем устройстве автомобиля «Таврия» необходимо применять семиплопастной вентилятор не только совместно с медным радиатором, но и с алюминиевым (т.е. на всех моделях автомобилей ЗАЗ), либо с целью уменьшения затрат мощности на привод вентилятора и уменьшения затрат на цветные металлы применять вентиляторы с характеристиками не хуже, чем у вентиляторов серии УК-2М, которые применяются в охлаждающих устройствах тепловозов.

Литература

1. Куликов Ю. А., Гончаров А. В., Томачинский Ю. Н., Зубачик С. Л. Повышение эффективности работы системы охлаждения автомобиля «Таврия»./ Вестник Восточно-украинского национального университета им. В. Даля. Изд-во ВНУ им. В. Даля, г. Луганск. Научный журнал № 7 (77) 2004 г., с. 143 – 150.
2. Куликов Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов. – М.: «Машиностроение», 1988 г. – 280 с.

Куликов Ю.А., Пыхтя В.А., Зубачик С.Л.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА ДЛЯ ПРЕДПУСКОВОГО РАЗОГРЕВА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Работа посвящена решению задачи повышения надёжности пуска двигателя автомобиля при низких температурах, путём применения предпускового разогрева через систему охлаждения двигателя с использованием аккумулятора теплоты отработавших газов. Рис. 6, Ист. 4.

Территорию государств, входящих в СНГ, принято делить на три климатические зоны: северную, зону умеренного климата и южную. Украина расположена в зоне умеренного климата, где средние температуры января обычно невелики – порядка минус 10 – 20°C, а продолжительность зимнего периода достигает пяти-шести месяцев (зимним, или холодным, периодом считаются периоды со средними суточными температурами от +5 °С и ниже). По норвежской технологии, применять предпусковую тепловую подготовку двигателя следует, когда столбик термометра опускается ниже отметки +5°C.

Пуск и прогрев двигателя следует проводить так, чтобы в этот период снизить до минимальной величины износ его трущихся деталей. В отечественной и зарубежной литературе [1,2] широко распространено мнение, что удельные значения износов при пуске и прогреве составляют от 50% до 75% общего эксплуатационного износа двигателей. При этом указывается, что износы особенно велики при пуске и прогреве холодного двигателя в зимних условиях.

Зависимость величин пусковых износов двигателей от температуры в виде эквивалентного пробега автомобиля представлена на рис.1 [3], из которого видно, что даже при нормальной температуре окружающей среды +20°C один пуск эквивалентен пробегу автомобиля в 4,5 км, 0°C – 7км, а при -20°C –14 км.

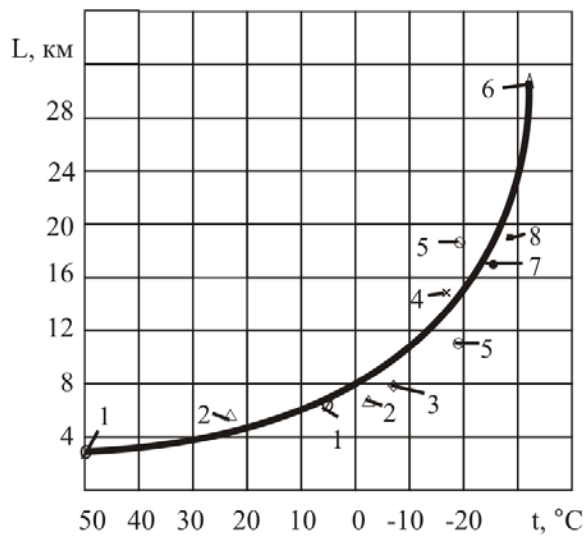


Рис. 1. Зависимость пусковых износов двигателей от температуры по данным различных авторов: 1 – по Е.А. Чудакову; 2 – по О.В. Дыбову; 3 – по В.В. Карницкому; 4 – по Л.А. Демьянову; 5 – по Г.С. Лосаво; 6 – по А.И. Туркевичу; 7 – по А.А. Гурееву; 8 – по Г.С. Савельеву

В условиях борьбы за снижение себестоимости продукции, а также при приоритетном развитии ресурсосберегающих технологий становится вполне очевидной необходимость поиска альтернативы существующих ныне конструкций систем предпускового разогрева двигателя автомобиля и создания систем разогрева для автомобилей не оборудованных ими.

Один из подходов к решению проблемы – использование «бросовой» теплоты отработавших газов и системы охлаждения двигателя.

Целью данного исследования является создание устройства, облегчающего пуск автомобильного двигателя в холодный период. Основным элементом данного устройства – тепловой аккумулятор (ТА), в котором теплота отработавших газов при работе двигателя передаётся теплоаккумулирующему материалу (ТАМ) и охлаждающей двигатель жидкости (ОЖ), после остановки двигателя сохраняет теплоту в межсменный период и отдаёт её двигателю для последующего его предпускового разогрева.

Схема предлагаемой конструкции теплового аккумулятора представлена на рис. 2.

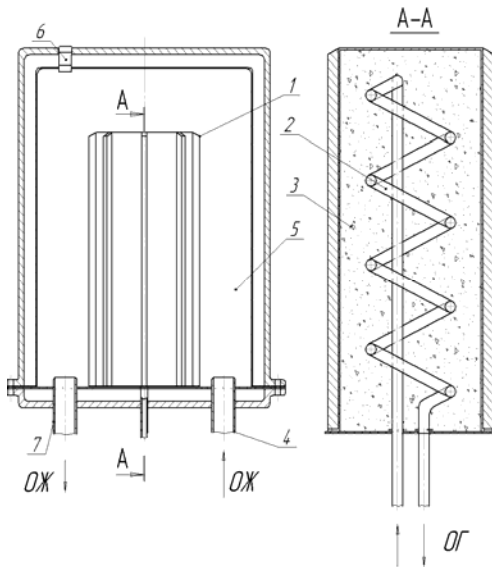


Рис. 2. Схема теплового аккумулятора: 1-оробрённая съёмная капсула с ТАМ; 2-трубка-змеевик; 3-ТАМ; 4-трубка подвода ОЖ; 5-полость теплового аккумулятора; 6-паровоздушный клапан; 7-трубка отвода ОЖ

При работающем двигателе происходит процесс зарядки теплового аккумулятора, который заключается в том, что газы из выпускной системы теплоэнергетической установки поступают в капсулу 1 по трубке – змеевику 2, нагревая теплоаккумулирующий материал 3. После остановки двигателя горячая охлаждающая двигатель жидкость с помощью дополнительного насоса нагнетается по трубке подвода 4 в полость 5 теплового аккумулятора, дополнительно нагревается от капсулы

1. Образующийся воздух удаляется из полости 5 через паровоздушный клапан 6. Перед пуском двигателя горячая жидкость по трубке 7 сливается обратно в систему охлаждения двигателя, прогревая его.

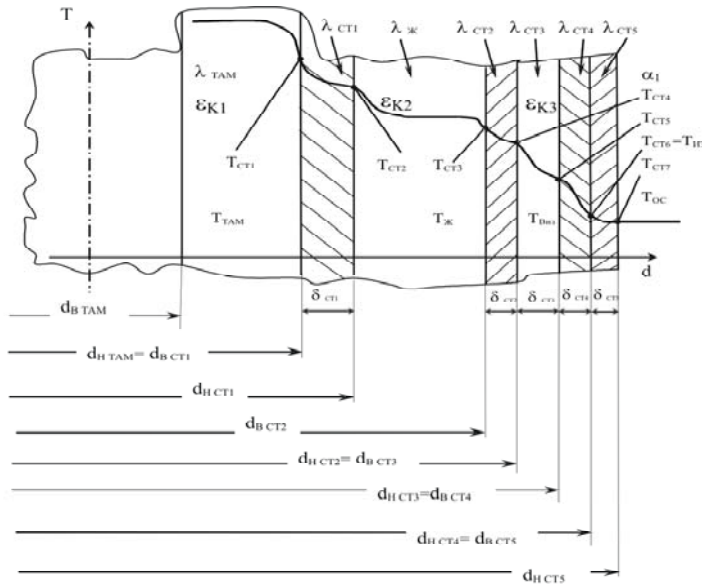


Рис. 3. Распределение температур в многослойной цилиндрической стенке

Была создана математическая модель ТА, с помощью которой получено распределение температур в нём, которое приведено на схеме (рис. 3). Характер изменения кривой распределения температур (рис. 3) свидетельствует о необходимости применения изоляционного материала с наименьшим коэффициентом теплопроводности.

Для её теоретического исследования были использованы уравнения теплопроводности для многослойной цилиндрической стенки [4] и теплоотдачи и в результате получено уравнение для линейной плотности теплового потока:

$$q_l = \frac{\pi \cdot (T_{ТАМ} - T_{ОС})}{\left(\frac{1}{2\lambda_{ТАМ}} \cdot \ln \frac{d_{H_{ТАМ}}}{d_{B_{ТАМ}}} + \frac{1}{2\lambda_{СТ1}} \cdot \ln \frac{d_{H_{СТ1}}}{d_{B_{СТ1}}} + \frac{1}{2\lambda_{ЭКОЖ}} \cdot \ln \frac{d_{B_{СТ2}}}{d_{H_{СТ1}}} + \frac{1}{2\lambda_{СТ2}} \cdot \ln \frac{d_{H_{СТ2}}}{d_{B_{СТ2}}} + \frac{1}{2\lambda_{ЭКВИЗ}} \cdot \ln \frac{d_{H_{СТ3}}}{d_{B_{СТ3}}} + \frac{1}{2\lambda_{СТ4}} \cdot \ln \frac{d_{H_{СТ4}}}{d_{B_{СТ4}}} + \frac{1}{2\lambda_{СТ5}} \cdot \ln \frac{d_{H_{СТ5}}}{d_{B_{СТ5}}} + \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{H_{СТ5}}} \right)}, \quad (1)$$

где $\lambda_{ТАМ}, \lambda_{СТ1}, \lambda_{ЭКОЖ}, \lambda_{СТ2}, \lambda_{ЭКВИЗ}, \lambda_{СТ4}, \lambda_{СТ5}$ – коэффициенты теплопроводности ТАМ, металлической капсулы ТАМ, охлаждающей двигатель жидкости, металлической капсулы ТА, воздушной теплоизоляции (Виз) ТА, теплоизоляционного материала, пластиковой оболочки ТА, соответственно, Вт/(м·К);

α_1 – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, Вт/(м²·К);

$d_{B_{ТАМ}}, d_{H_{ТАМ}}, d_{B_{СТ1}}, d_{H_{СТ1}}, d_{B_{СТ2}}, d_{H_{СТ2}}, d_{B_{СТ3}}, d_{H_{СТ3}}, d_{B_{СТ4}}, d_{H_{СТ4}}, d_{B_{СТ5}}, d_{H_{СТ5}}$ –

диаметры внутренний и наружный ТАМ; внутренний и наружный металлической капсулы ТАМ, внутренний и наружный металлической капсулы ТА; внутренний и наружный воздушной Виз; внутренний и наружный теплоизоляционного материала; внутренний и наружный пластиковой оболочки та соответственно, м;

$T_{ТАМ}$ – температура ТАМ, К;

$T_{ОС}$ – температура окружающей среды, К;

q_l – линейная плотность теплового потока, Вт/м.

Определение количества теплоты для прогрева двигателя производится по уравнению теплообмена в дифференциальной форме, предложенному В.А. Николаевым [3]:

$$qd\tau = C_{дв}dT + \alpha F(T_{ср} - T_{ос})d\tau, \quad (2)$$

где $qd\tau$ – количество теплоты подводимое к двигателю;

$C_{дв}dT$ – количество теплоты, полезно затрачиваемое на нагрев двигателя;

$\alpha F(T_{ср} - T_{ос})d\tau$ – элементарные тепловые потери в процессе нагрева;

q – необходимая теплопроизводительность источника (ТА), Дж/ч;

τ – продолжительность процесса передачи теплоты, ч;

$C_{дв}$ – общая теплоёмкость двигателя, Дж/К;

$T_{ср}$ – средняя температура двигателя, К;

α – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности двигателя в окружающую среду, Вт/(м²·ч·К);

F – поверхность охлаждения двигателя, m^2 ;

T_{oc} – температура окружающей среды, K .

Для выбора рациональных параметров и режимов работы теплообменника-аккумулятора теплоты выхлопных газов был произведён численный эксперимент и экспериментальные исследования.

Для проведения экспериментальных исследований создан стенд (рис. 4).

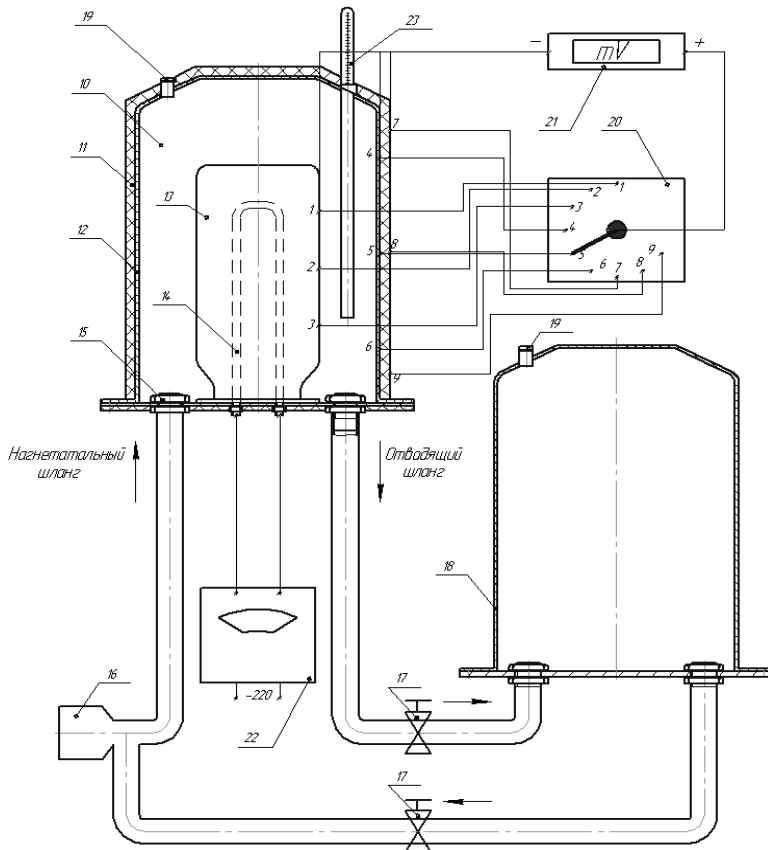


Рис. 4. Схема стенда экспериментальных исследований теплового аккумулятора: 1,2,3,4,5,6,7,8,9 – термопары; 10-аккумулятор тепла; 11- изоляционный слой; 12- капсула для охлаждающей жидкости; 13- капсула для теплоаккумулирующего материала; 14- ТЭН; 15-штуцер; 16- электронасос; 17- вентиль; 18- бак; 19- паро-воздушный кран Маевского; 20- выпрямитель; 21- микро-переключатель; 22- микро-вольтметр; 23- электроконтактный термометр

Результаты исследований приведены на рис. 5, рис. 6.

Из рис. 5 видно, что при температуре окружающей среды $t_{oc} = -20^{\circ}C$ жидкость в тепловом

аккумуляторе охлаждается с $102,6^{\circ}C$ до $79,3^{\circ}C$ за 3,5ч. Причиной такого столь быстрого остывания являются большие тепловые потери в ТА, обусловленные недостаточной эффективностью тепловой изоляции, а также не использование теплоты фазового перехода ТАМ при остывании.

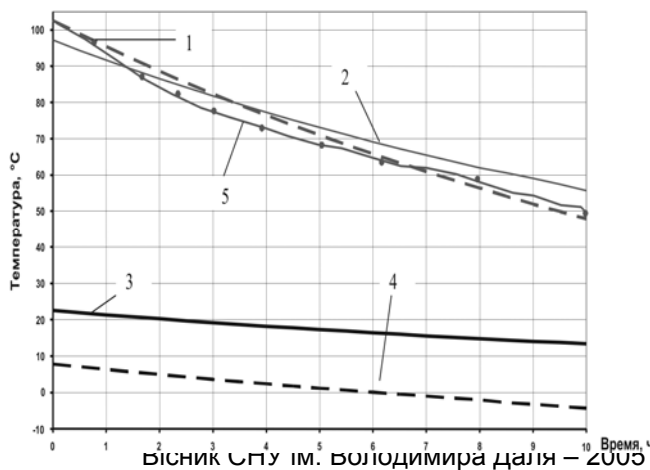


Рис.5. Характеристики остывания: 1– изменение температуры ОЖ при $t_{oc} = -20^{\circ}C$; 2– изменение температуры ОЖ при $t_{oc} = 0^{\circ}C$; 3– изменение температуры ТА при $t_{oc} = 0^{\circ}C$; 4– изменение температуры ТА при $t_{oc} = -20^{\circ}C$; 5– экспериментальное изменение температуры ОЖ при $t_{oc} = 0^{\circ}C$

В отличие от результатов, полученных с помощью математической модели, где основные зависимости имеют плавный характер, при проведении эксперимента наблюдались небольшие перепады, обусловленные как погрешностью измерений, так и не идеальными условиями для проведения эксперимента (изменение температуры ОС в холодильной камере во время осуществления измерений, неплотности прилегания изоляции и др.). Полученный поправочный коэффициент $k=1.0844$ позволяет сказать об адекватности математической модели.

Проанализировав кривые разогрева (рис. 6), можно сделать вывод, что наибольшая эффективность применения предпускового разогрева данного ТА наблюдается в интервале температур $t_{ож}$ от $90^{\circ}\text{C} \dots 80^{\circ}\text{C}$, что позволяет разогреть теплоэнергетическую установку до $+10 \dots 8^{\circ}\text{C}$ соответственно.

Выводы. Анализ показал, что оптимальная температура для пуска лежит в пределах $5-15^{\circ}\text{C}$. При заряде ОЖ $t_{ож} = 80^{\circ}\text{C}$ двигатель можно разогреть до $t_{двс} = 8^{\circ}\text{C}$, осуществляя двойное прокачивание ОЖ через ТА.

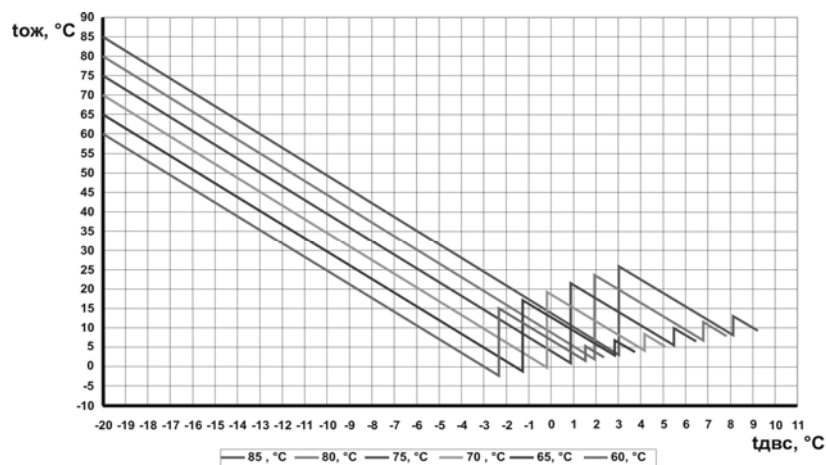


Рис. 6. Характеристика разогрева ДВС автомобиля "ЗАЗ-1102" при различных температурах охлаждающей жидкости при двойном прокачивании теплоносителя (ОЖ) через ТА-ДВС

Для снижения тепловых потерь ТА при $t_{oc} = -20^{\circ}\text{C}$ необходимо применять изоляционный материал с коэффициентом теплопроводности λ ниже $0,009 \text{ Вт/(м}\cdot^{\circ}\text{C)}$; для более эффективного использования теплоаккумулирующего материала необходимо применить материал с температурой фазового переход лежащего в пределах $90^{\circ}\text{C} \div 100^{\circ}\text{C}$.

Литература

1. Калиновский М. и Нейдль Р. Пусковой износ двигателей. «Автомобильная промышленность США», 1960, №6.
2. Покровский А.Н., Букин А.А. и Гаврилов Д.Ф. Эксплуатация автомобилей с карбюраторными двигателями в условиях низких температур. М.:Автотрансиздат, 1961.
3. Микулин Ю.В., Дарницкий В.В, Энглин Б.А. Пуск холодных двигателей при низкой температуре. М.:Машиностроение, 1971 г., -216 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.,«Энергия», 1977 г., -344 с.

Кравченко А.П.

ГЕНЕТИКА НАРУШЕНИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ, ОБУСЛОВЛИВАЮЩАЯ ОТКАЗЫ И СНИЖЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ АВТОПОЕЗДОВ

Рассмотрены наиболее характерные неисправности и отказы автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS, влияющие на эксплуатационную надёжность автопоездов. Рис. 1, табл. 2, ист. 5.

По мере углубления интеграционных процессов экономики Украины в систему международного экономического сообщества, формирующаяся сегодня автотранспортная структура приобретает качества и конфигурацию, которые всё более соответствуют стандартам, принятым странами ЕЭС. Примечательно, что это относится к автомобильным международным перевозкам грузов по странам СНГ, Европы и Азии, в которых Украина принимает активное участие. Основой подвижного состава, выполняющего перевозочный процесс, являются автопоезда известных фирм-производителей, авторитет которых не вызывает сомнения. Это ведущие европейские концерны VOLVO, MERCEDES-BENZ, SKANIA, MAN, с прицепным составом от SCHMITZ, KOGEL, KRONE. Их технические характеристики отвечают самым высоким требованиям, а успешные эксперименты доказали, что с переходом на 25-метровые и 60-тонные составы сокращается на треть потребное количество рейсов, на 23% - затраты на эксплуатацию тягача, на 15% - расход топлива и вредные выбросы. Данные же федеральных органов Германии за 2003 год свидетельствуют, что в реальной эксплуатации большинство грузовиков не подтверждают заявленных характеристик. Машины, сертифицированные по Евро-2, не всегда "попадают" даже на Евро-1 [1]. Таким образом, реализация высоких технико-экономических показателей подвижного состава возможна лишь при высоком потенциале функциональной надёжности. Её снижение будет существенно влиять на эффективность использования автопоездов.

В связи с этим становится актуальной проблема: на сколько надёжно работают эти транспортные средства, какие основные отказы и неисправности влияют на простой автопоездов в ремонте.

Решению вопроса надёжности автомобильной техники посвящено достаточно много исследований. Работы Гальбурта А.Е., Гилелеса Л.Х., Котельникова В.А., Кузнецова Е.С., Островцева А.Н., Трикозюка В.А. и многих других учёных раскрывают проблемы надёжности автомобилей-тягачей заводов-производителей бывшего Советского Союза. К сожалению, всё ещё мало работ по изучению причин нарушения работоспособности, анализу дефектов и неисправностей автопоездов иностранного производства. Литературная информация в основном носит рекламный характер.

Целью работы являлось обследование автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS – переходной модели к MERCEDES-BENZ 1848 ACTROS LS с двигателем, отвечающим требованиям Евро-5 [1]. Достижение её решено

анализом данных по дефектам и неисправностям, возникающим в контрольной группе ста транспортных средств в гарантийный период эксплуатации.

В течении первого года эксплуатации автопоездов основными замечаниями явились: низкое качество функционирования подвески, повышенные дымность и расход топлива, преждевременный износ наконечников рулевых тяг, течь топливных баков и сальников ведущей шестерни главной передачи, износ деталей подвески кабины, низкая надёжность автономного отопителя и холодильника и др.

Их устранение было связано с необходимостью заездов автопоездов на фирменные центры технического обслуживания (Германия – 85%, Франция, Люксембург, Голландия, Бельгия, Швейцария – 15%) и, как следствие, существенные затраты и потеря времени. Для выполнения диагностических, регулировочных и восстановительных работ при среднем годовом пробеге 76,8 тыс. км ($L_{\min}=11,0$ тыс. км, $L_{\max}=126$ тыс. км) 53% автопоездов посетили сервисные центры – 1-2 раза, 26% - 3-4 раза, 16% - 5-6 раз, 5% - 7-10 раз. На выполнение этих работ затрачено 6366,5 часов (простой автопоездов составил 265,3 автомобиле-дней, что соответствует потерям 79590 евро). На первых 10-ти тыс. км. пробега двадцати пяти автомобилям был выполнен серьёзный гарантийный ремонт (замена коробки передач, топливного бака, турбокомпрессора, сальника ведущей шестерни главной передачи, рулевых тяг, блока управления двигателем, автономного отопителя). Средняя наработка до первого нарушения работоспособности составила 31,0 тыс. км. Характеристика нарушений работоспособности за первые шесть месяцев эксплуатации приведена в [2].

Выполненными вычислениями по методике [3] установлено, что появление неисправностей в автомобилях в период гарантийного срока эксплуатации описываются нормальным законом распределения:

$$f(t) = 0.0325e^{-\frac{(t-45)^2}{302.18}}$$

Выявленные нарушения технического состояния автомобилей по своему виду, характеру, причинам возникновения и времени устранения значительно разнятся между собой. Без их анализа, изучения физической сущности, частоты повторяемости, их влияния на продолжительность простоя в ремонте невозможно квалифицированно влиять на эксплуатационную надёжность автомобиля.

Классификация всей совокупности отказов и неисправностей автопоездов по их внешним признакам проявления, законам распределения наработки на отказ и времени устранения отказов и неисправностей позволяет разработать и осуществить мероприятия конструктивного, технологического и организационного порядка. Такие мероприятия позволяют управлять эксплуатационной надёжностью автопоездов [4].

Классифицируя нарушения технического состояния автомобилей по внешним признакам, следует отметить, что большая их часть относится к износу, поломке, ослаблению затяжки крепления, перетиранию. Удельный вес износных отказов составляет около 20%, а ослабление затяжки крепления – более 60%. Характерно, что число последних с пробегом уменьшается. Исследование законов распределения соответствующих наработок на отказ показывают, что имеют место симметричные, но в большем количестве – ассиметричные распределения; некоторые, описываемые Бета-распределением, приведены на рис. 1 и табл. 1.

Знание закономерностей возникновения отказов позволяет решать практические задачи в сферах производства автомобилей и их эксплуатации. Симметричные законы распределения наработок на отказ, как правило, свидетельствуют о совершенстве конструкции, и повышение наработок здесь может быть достигну-

то совершенствованием режимов и технологии технического обслуживания и ремонта.

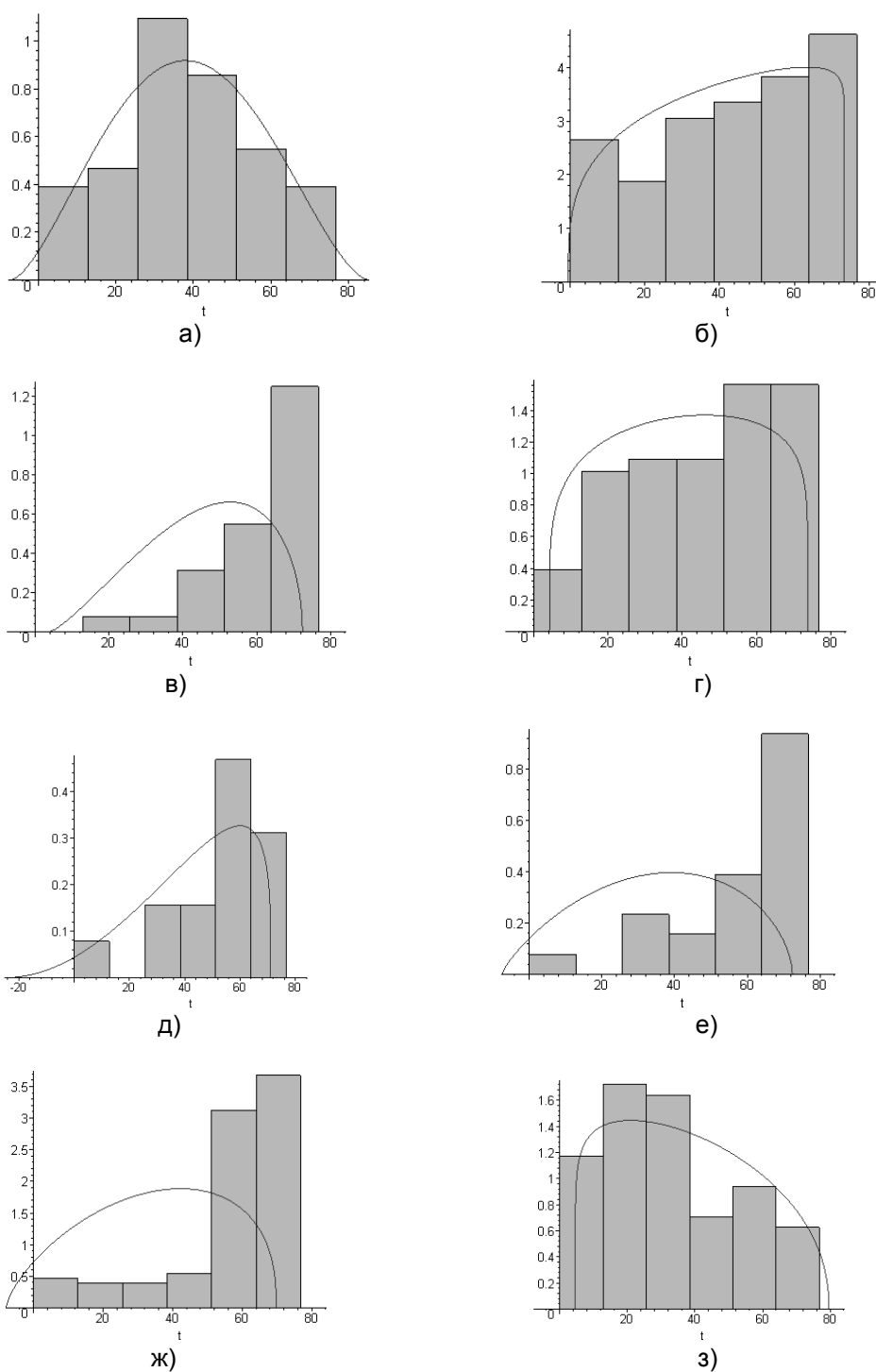


Рис. 1. Гистограммы и теоретические кривые распределения нарушений технического состояния: а - агрегаты; б - подвеска; в - рулевое управление; г - электрооборудование; д -

В эксплуатации эта информация может быть использована для определения объёма ремонтных воздействий по устранению соответствующих отказов. Ассиметричные законы распределения в ряде случаев указывают на имеющиеся в конструкции или технологии их сборки недоработок или неквалифицированное управление автомобилем [5].

Т а б л и ц а 1

Статистическая характеристика появления неисправностей и отказов

Наименование агрегата, системы	Закон распределения	Математическое ожидание, М	Средне-квадратическое отклонение, σ	Коеф-фициент асим-метрии, γ1	Коеф-фициент эксцес-са, γ2	Плотность распределения
Агрегаты	Бета - распре- деление	38,400	18,290	0,021	-0,711	$0,17518 \cdot 10^{-5} (8,71+t)^{1,75} (84,06-t)^{1,67}$
Подвеска		43,665	21,871	-0,352	-1,117	$1,05381 (0,52+t)^{0,29} (73,43-t)^{0,04}$
Рулевое управление		60,690	13,300	-1,416	1,450	$0,000879 (-3,89+t)^{1,30} (72,46-t)^{0,52}$
Электрооборудование		45,544	20,036	-0,333	-1,086	$0,37718 (-4,11+t)^{0,21} (73,88-t)^{0,14}$
Топливный бак		52,480	17,363	-1,173	0,876	$0,00001 (25,06+t)^{2,05} (71,09-t)^{0,26}$
Сальник ведущей шестерни главной передачи		57,600	17,297	-1,374	1,146	$0,002168 (7,60+t)^{0,82} (72,45-t)^{0,58}$
Автономный отопитель		56,553	17,864	-1,559	1,585	$0,31385 (7,92+t)^{0,71} (69,80-t)^{0,39}$
Ослабление крепёжных соединений		32,736	19,920	0,435	-0,895	$0,15905 (-4,58+t)^{0,126} (79,64-t)^{0,45}$

Изучение этих законов, позволило глубже познать природу отказов, их физическую сущность, выработать стратегию их предупреждения, моделировать и прогнозировать нарушения технического состояния автомобилей.

Выполненная оценка надёжности по общепринятым показателям позволила выявить наименее надёжные агрегаты и узлы, нуждающиеся в улучшении конструкции и качества изготовления.

Подвеска автомобиля имеет наибольшую вероятность появления отказов и неисправностей (P = 0,328). При движении автопоезд раскачивает, и водители быстро устают. Управление автопоездом в таком состоянии особенно опасно в гололёд. Подвеска кабины также не надёжна. По причине технического состояния элементов подвески восстанавливались и заменялись амортизаторы, краны управления пневмоподвеской, изнашивались и заменялись детали, подверженные непредусмотренному трению; были случаи буксировки транспортных средств на станции технического обслуживания.

Системы электро и особенно электронного оборудования были подвержены нарушению работоспособности (P_i=0,174). Неудачное место расположения аккумуляторных батарей приводит к постоянному их загрязнению и засорению вен-

тиляционных отверстий пробок. Отсутствие необходимой тепловой изоляции кабин привело к появлению при низких температурах конденсата, который, попадая на приборную панель, вызывает самопроизвольное срабатывание электроприборов. В результате заменялись аккумуляторные батареи, датчики, тахографы, кабель ABS, производилось перепрограммирование бортовых компьютеров.

Слабо оказались подготовлены автомобили к эксплуатации при пониженных температурных условиях. Основной причиной явились недостаточная теплоизоляция и не надёжный отопитель кабин. По различным причинам восстанавливались и заменялись автономные отопители ($P = 0,066$). По этой причине некоторые автомобили до четырёх раз представлялись на сервисные центры.

Анализ распределений продолжительности простоя автомобилей в гарантийном ремонте показал, что средняя продолжительность одного случая простоя составляет 13,7 часа. Характерно, что стабилизация статистических данных после 60 тыс. км пробега прекращается и на пробеге более 100 тыс. км средняя продолжительность простоя составляет 20,2 часа (табл. 2). Увеличивающийся поток нарушений технического состояния (рис.1, б, в, г, е, ж) не дает возможности сделать оптимистический прогноз.

Т а б л и ц а 2

Статистическая характеристика времени устранения дефектов

Наименование показателей	Интервалы пробега, тыс. км				
	0-25	25-50	50-75	75-100	100-125
Математическое ожидание М, ч	13,0	8,9	12,3	14,1	20,2
Среднеквадратическое отклонение σ , ч	9,64	12,87	9,73	25,61	27,02

Полученные данные показывают, что большинство из появляющихся нарушений работоспособности, отвечающих ассиметричным законам распределения, отражают не соответствующий требованиям уровень конструкции и технологии сборки автомобилей. К ним могут быть отнесены все неисправности, вызвавшие замену комплектующих и выполнение крепёжных работ (крепления холодильника, боковых спойлеров, крана уровня подвески, топливного бака и др.). Симметричные законы распределения свидетельствуют о конструкции, которая не приспособлена к специфическим условиям эксплуатации по дорогам СНГ.

Исследование показателей количественной оценки и основных закономерностей появления отказов и неисправностей автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS в гарантийный срок эксплуатации послужило причиной выработки рекомендаций по совершенствованию конструкции и технологии изготовления автомобилей для производителя и сервисных центров по планированию объема запасных частей.

Дальнейшая работа будет посвящена исследованию затрат времени на устранение отказов и неисправностей.

Литература

1. Фомин А. В тисках стандартов. За рулём. – М. 2004. – с. 148 – 154.
2. Кравченко А.П., Шкварок О.И., Мухин Р.Г., Мерьемов С.В. Исследование надёжности автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ в гарантийный период эксплуатации /Сборник докладов 01 международной научно-технической конференции “Транспорт, экология – устойчивое развитие”. – Варна, 19-21 мая, 2005.
3. Алпаидзе Г.Е., Романов Л.Г., Червонный А.А., Шахтарин Ф.И. Гарантийный надзор за сложными техническими системами. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с.
4. Егоров Л.А. Зарубин А.Т., Индикт Е.А. и др. Номенклатура основных показателей эксплуатационной надёжности подвижного состава. //”Автомобильный транспорт”, 1970. – с.

8-10.

5. Высоцкий М.С., Гальбурт А.Е., Гилелес Л.Х., Кузнецов Е.С. Обеспечение надёжности автомобилей МАЗ в эксплуатации / Под ред. Е.С.Кузнецова. – М.: Транспорт, 1977. – 183 с.

УДК 656.73

Волошина Н.А., Потаман Н.В.

ВИБІР КРИТЕРІЇВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ

Розглянуто питання визначення загальних витрат за елементами логістичної мережі при використанні каналів розподілу різних рівнів. Запропоновано у якості критерію ефективності функціонування автомобільного транспорту у логістичній системі показник у вигляді відносних величин. Рис 2, дж. 8.

В діяльності будь-якої комерційної компанії, яка працює в сфері виробництва і продажу товарів, послуг транспорту і логістики, основною проблемою є підвищення прибутковості. При її вирішенні ставиться завдання мінімізації логістичних витрат, що включають витрати на зберігання запасів, перевезення товарів тощо. При задоволенні попиту для забезпечення товарами головну роль відіграє розв'язання завдання розподільної організації ланцюга постачань.

У кожному конкретному випадку побудови логістичної системи можливі різні варіанти окремих ланок логістичного ланцюга. Вибір оптимального із можливих варіантів логістичної системи повинен ґрунтуватися на порівнянні їх техніко – економічних показників, що використовуються в якості критеріїв ефективності.

В останні роки у наукових публікаціях все більше уваги приділяється системному підходу при розгляді процесів взаємодії виробництва, транспорту й споживання на основі логістичної концепції. Ця концепція припускає раціональне планування, організацію, керування і контроль руху матеріальних, інформаційних і фінансових потоків у просторі й часі від джерела до споживача продукції [1].

Використання логістичного підходу при розгляді роботи системи вимагає перегляду критеріїв її ефективності. Метою роботи кожного суб'єкта ринку є одержання прибутку. Отже, як критерій ефективності роботи системи, що пропонується в роботах ряду авторів [2, 3], повинна виступати максимізація прибутку.

Поряд з цим необхідно урахувати ефективність роботи логістичних систем. Аналіз літературних джерел показує, що для визначення цього показника в основному використовуються такі критерії [4, 5]: мінімум витрат, максимум прибутку. Перший з цих критеріїв в останні роки має найбільше застосування. Це обумовлено, головним чином, тим, що в країнах з ринковою економікою використання критерію мінімуму витрат тісно пов'язане з етапами їх економічного і політичного розвитку. Крім того, рішення соціальних, національних та інших питань найчастіше не дозволяє використовувати критерій максимуму прибутку.

В основній ланці (наприклад, на фірмовому рівні) логістична система розглядається як ряд структур, які можна представити у виді горизонтальних функціональних субсистем в області закупівель, виробництва і збуту. У свою чергу, у рамках кожної із субсистем знаходяться структури, що представляють різні функціональні області логістики. До них належать складське господарство, транспортування, виробництво, послуги, обробка інформації. Логістика поєднує ці елементи у систему з єдиними цілями і завданнями, що лежать в області мінімізації витрат усього виробництва.

Проте, на нашу думку, використовувати показник прибутку, який є абсолютною величиною, в якості критерію при виборі одного з варіантів побудови логістичної системи не завжди коректно. Можливі випадки, коли більший обсяг прибутку буде отримано за рахунок невиправданого збільшення обсягів робіт або цін чи тарифів у окремих ланках логістичного ланцюга. З огляду на це у роботі ставиться за мету обґрунтування можливості використання у якості критерію ефективності функціонування автомобільного транспорту у логістичній системі показників, що представлені у вигляді відносних величин.

При будь-якому каналі розподілу матеріалів його власник несе визначені витрати, які він, безумовно, прагне мінімізувати. Розглянемо канали розподілу двох рівнів. Перший рівень: виробник – роздрібний торговець; другий рівень: виробник – оптовий торговець – роздрібний торговець. Загальні витрати каналу розподілу мають такий вигляд:

$$B_{заг} = B_{КЗ} + B_{ТВ} + B_{ІЗ} \rightarrow \min , \quad (1)$$

де $B_{КЗ}$, $B_{ТВ}$, $B_{ІЗ}$ – витрати відповідно на керування запасами, транспортування вантажу, інформаційне забезпечення.

У свою чергу, кожен з компонентів загальних витрат складається з окремих складових. Наприклад, витрати на керування запасами включають витрати на будівництво складу, утримання запасів, складські роботи, заморожування капіталу.

Якщо визначити оптимальні значення факторів, зміна яких впливатиме на зміну загальних витрат в запропонованій моделі [6], можна одержати формулу для першого рівня каналу розподілу матеріальних потоків (з урахуванням годинної ставки):

$$B_{заг} = 365C_1 \cdot \frac{g}{H_H} + D + 365C_{зб} \cdot \frac{g}{2} + 2 \cdot \frac{C_{зод}}{W_{зод}} Q_p (1+\eta) + 365 \frac{C_{од} \cdot H_D}{36500} \cdot \frac{g}{2} + \quad (2)$$

$$+ \left[\frac{L_D}{\beta} \cdot \left(a_3 + \epsilon_3 + \frac{a_n + \epsilon_n}{V_T} \right) + (a_n + \epsilon_n) \cdot (g \cdot \tau_{n(p)} + t_d) \right] \cdot \frac{Q_p}{g} + B_{ВІ} + B_{ОІ} + B_{ПІ} + B_{ЗІ},$$

де C_1 – вартість утримання 1 м² складу; g – обсяг партії; H_H – норма навантаження; D – постійна складова; час зберігання одиниці вантажу (через обсяг партії g); $C_{зб}$ – вартість одиниці зберігання; $C_{зод}$ – годинна ставка на виконання складських робіт; $W_{зод}$ – продуктивність виконання робіт; Q_p – річний обсяг перевезень; η – доля вантажу, який переміщується та сортирується; $C_{од}$ – вартість одиниці продукції; H_D – норма дисконтування; L_D – середня відстань доставки вантажу до розподільчих центрів, км; β – коефіцієнт використання пробігу; a_3 і a_n – мінімальні значення змінної та постійної складових собівартості перевезень вантажу, грн/км; ϵ_3 і ϵ_n – коефіцієнти зміни відповідно змінної (в грн/т·км) та постійної (грн/год) складових собівартості перевезень; V_T – швидкість руху автомобіля, км/год; $\tau_{n(p)}$ – час на навантаження та розвантаження 1 т вантажу, год; t_d – час доставки вантажу, год; $B_{ВІ}$, $B_{ОІ}$, $B_{ПІ}$, $B_{ЗІ}$ – витрати відповідно на введення інформації, її обробку, передачу і збереження.

Для другого рівня каналу розподілу продукції сумарні витрати враховують кількість одержувачів вантажу. Для першого каналу розподілу це питання не розглядалось тому, що кількість одержувачів дорівнює одиниці. В загальному виді модель сумарних витрат має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
B_{заз} = & 365C_1 \cdot \frac{q}{H_H \cdot n} + D + 365C_{зб} \cdot \frac{q}{2n} + 2 \cdot \frac{C_{зод}}{W_{зод}} Q_p (1+\eta) + 365 \frac{C_{од} \cdot H_D}{36500} \cdot \frac{q}{2n} + \\
& + \left[\frac{L_D}{\beta} \cdot \left(a_3 + \epsilon_3 + \frac{a_n + \epsilon_n}{V_T} \right) + (a_n + \epsilon_n) \cdot (q \cdot \tau_{n(p)} + t_D) \right] \cdot \frac{Q_p}{q} + B_{ВІ} + B_{ОІ} + B_{ПІ} + B_{ЗІ} + \\
& + 365C_1 \cdot \frac{g}{H_H} + D + 365C_{зб} \cdot \frac{g}{2} + 2 \cdot \frac{C_{зод}}{W_{зод}} Q_p + 365 \frac{C_{од} \cdot H_D}{36500} \cdot \frac{g}{2} + \\
& + \left[\frac{L_B}{\beta} \cdot \left(a_3 + \epsilon_3 + \frac{a_n + \epsilon_n}{V_T} \right) + (a_n + \epsilon_n) \cdot (g \cdot \tau_{n(p)} + t_D) \right] \cdot \frac{Q_p}{g} + B_{ВІ} + B_{ОІ} + B_{ПІ} + B_{ЗІ},
\end{aligned} \tag{3}$$

де q – вантажопідйомність автомобіля, т; n – кількість одержувачів продукції, од.;
 l_B – відстань їздки з вантажем, км.

Якщо розглянути можливі варіанти розподілу споживчих товарів, то для варіанта, що найчастіше зустрічається при розподілі споживчих товарів (рис.1), прибуток усієї системи буде функцією прибутків усіх елементів системи [3]:

$$\Pi_{\text{сис}} = F(\Pi_B, \Pi_{\text{опт}}, \Pi_{\text{роз}}, \Pi_{\text{тр}}),$$

де Π_B , $\Pi_{\text{опт}}$, $\Pi_{\text{роз}}$, $\Pi_{\text{тр}}$ – прибуток, отриманий на стадії виробництва, оптової торгівлі, роздрібною торгівлі та транспортування.

Прагнення кожного з учасників ринку споживчих товарів максимізувати свій прибуток, незважаючи на загальні інтереси всіх учасників логістичного ланцюга, приводить до підвищення собівартості і кінцевої вартості товарів, впливає на їх конкурентоздатність.

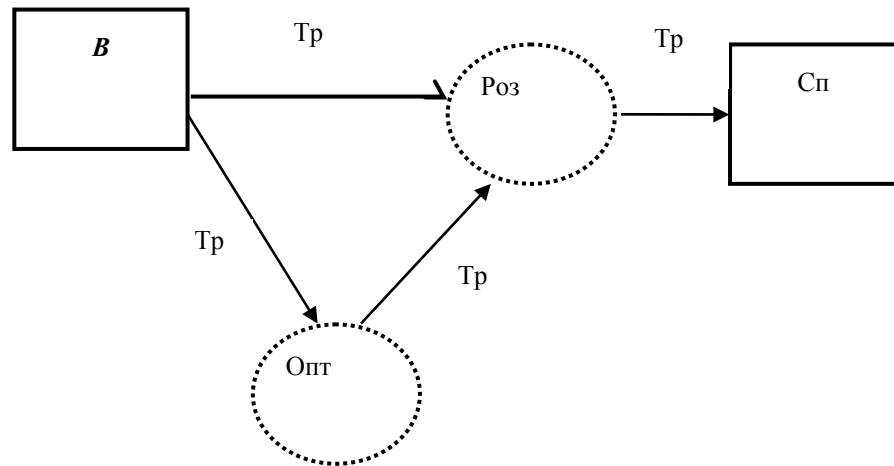


Рис.1. Змішана схема взаємодії учасників логістичної системи (на прикладі розподілу споживчих товарів): В – виробник; Сп – споживач; Опт – оптовий торговець; Роз – роздрібний торговець; Тр – транспорт

У такій ситуації ефективність роботи транспортної системи багато в чому залежить від транспортно-експедиційної діяльності, від правильності вибору конкретного перевізника для того або іншого виду транспортної роботи.

Будь-яке підприємство можна розглядати як людино-машинну систему, на вхід якої надходить дохід D , у самій системі здійснюються витрати Z , а на виході утвориться прибуток Π . Критерій ефективності функціонування такої системи можна визначити як співвідношення виходу та входу, тобто відношення прибутку до доходу

$$\eta = \frac{\Pi}{D} = 1 - \frac{Z}{D} \quad (4)$$

Цей показник може бути покладений в основу моделі прийняття рішення про вибір варіанта організації робіт у кожній конкретній схемі перевезень. У ньому можуть знайти відображення особливості автотранспортного підприємства (АТП) з урахуванням марочного складу й умов експлуатації транспортних машин, їх технічного стану, наявності автообслуговуючих підприємств (АОП) (з урахуванням взаємозв'язку технічних і економічних показників). Реалізація цієї задачі можлива при більш докладному розгляді складових витрат Z і доходів D , що входять до формули (4). У найзагальнім вигляді для підприємства, до складу якого входять автомобілі декількох марок, що працюють у різних умовах експлуатації, ця формула може бути представлена в такий спосіб:

$$\eta = 1 - \frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n (Z_{m_{ij}} + Z_{o_{pj}} + Z_{п_{ij}} + Z_{зв_{ij}})}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n P_{ij} W_{ij}} \quad (5)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$ – кількість автомобілів даної марки, що використовуються в досліджуваній схемі перевезень; $j = 1, 2, \dots, m$ – кількість різних марок (сімейств) автомобілів; $Z_{m_{ij}}$ – прямі матеріальні витрати; $Z_{o_{pj}}$ – прямі витрати на оплату праці; $Z_{п_{ij}}$ – інші прямі витрати; $Z_{зв_{ij}}$ – загальновиробничі витрати (змінні і постійні); P_{ij} – тариф за одиницю транспортної роботи; W_{ij} – транспортна робота, виконана за визначений період i -м автомобілем j -ої марки.

Більш детальний розгляд складових витрат дозволяє (з урахуванням робіт, виконаних на кафедрі системотехніки і діагностики транспортних машин ХНАДУ [7, 8]), використовувати енергетичний підхід до обліку багатьох витрат, що в остаточному підсумку виражається через облік витрати палива.

$$\eta = 1 - \frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{Q_{п_{ij}} \cdot L_{ij}}{100} \left[\underline{C}_{т_{ij}} + K_{см_{ij}} \cdot \underline{C}_{см_{ij}} + \left(\sum_1^v \underline{C}_{v_{ij}} \cdot N'_{v_{ij}} + \sum_1^v C_{пер_{ij}} \cdot L_{v_{ij}} \cdot N'_{v_{ij}} \right) + \right. \right.}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n P_{ij} (W_{ij} - \Delta W_{ij})} \dots \rightarrow$$

$$\left. \left. + \left(\frac{C_{уH_{ij}}^{пр} + C_{уH_{ij}}^c}{10 \cdot Q_{п_{ij}}} + C_{пер_{уH}}^{ij} \right) + \frac{\underline{C}_{ш_{ij}} \cdot m_{ij}}{Q_{ш_{ij}}} + \frac{\underline{C}_{а_{ij}} (K_{кр_{ij}} \cdot K_{ij} + 1)}{1000 Q_{кр_{ij}}} \right] + Z_{п_{ij}} \right\}}{\dots} \quad (6)$$

де $Q_{п}$ – витрата палива, л/100 км; L – пробіг автомобіля за аналізований період, км; $\underline{C}_{т}$ – ціна 1 л палива, грн; $K_{см}$ – норма витрати мастильного матеріалу на 1 л палива; $\underline{C}_{см}$ – ціна мастильного матеріалу, грн; $\underline{C}_{ш}$ – ціна однієї шини, грн; m – кількість шин на одному автомобілі (без запасного); $Q_{ш}$ – нормативний ресурс шини в л витраченого палива; \underline{C}_{v} – вартість одного технічного впливу, грн; N'_v – пи-

тома кількість впливів відповідних видів, од./л; $C_{пер}$ – собівартість перегону автомобіля, грн/км; L_v – відстань перегону від АТП до автообслуговуючого підприємства (АОП), км; $C_{УН}^{пр}$, $C_{УН}^с$ – витрати на роботи з УН, що виконуються відповідно на АТП і АОП, грн/тис.км; $C_{перУН}$ – питомі витрати на перегін автомобіля при виконанні УН на АОП, грн/л; C_a – вартість автомобіля, грн; $K_{КР}$ – частка витрат на КР від вартості автомобіля; $Q_{КР}$ – сумарна витрата палива до КР автомобіля, л; Z_n – інші прямі витрати; P – тариф за одиницю транспортної роботи, грн/ткм; W – транспортна робота, виконана автомобілем за аналізований період часу, ткм; ΔW – можливе зниження транспортної роботи через простой автомобіля в чеканні обслуговування і ремонту, ткм.

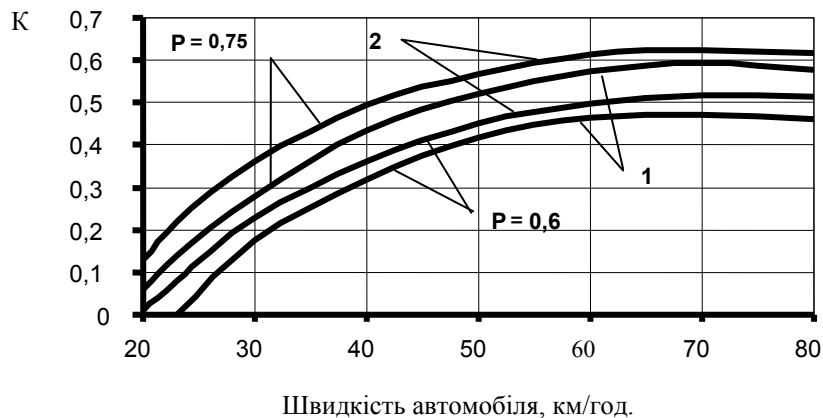


Рис.2. Залежність коефіцієнту ефективності – К від швидкості автомобіля при різних варіантах організації робіт (1, 2) і тарифів

Моделювання різних варіантів організації транспортного процесу було виконано на прикладі умовного малого транспортного підприємства з використанням готового програмного забезпечення у вигляді пакету програм MathCad 7. Як приклад на рис. 2 наведено результати аналізу впливу на відносний показник ефективності η швидкості автомобіля – показника, що характеризує умови експлуатації, варіанту організації робіт (варіант 1 – всі роботи з обслуговування та ремонту виконуються в умовах АТП, варіант 2 – діагностичні роботи та великі за обсягом роботи з поточного ремонту автомобілів виконуються АОП – сторонніми спеціалізованими організаціями) та тарифів за одиницю транспортної роботи P .

Результати машинного експерименту з аналізу організації транспортування показали, що модель адекватно реагує на зміну вихідної інформації і дозволяє одержати рекомендації з вибору оптимального варіанту в конкретні періоди постійно змінюваних ринкових умов.

Висновки. Таким чином, використовуючи запропонований вище підхід, можна визначити лише одну складову частину загальної функції

$$\eta_{сис} = F(\eta_v, \eta_{опт}, \eta_{роз}, \eta_{тр}), \quad (7)$$

де η_v , $\eta_{опт}$, $\eta_{роз}$, $\eta_{тр}$ – коефіцієнт ефективності, отриманий на стадії виробництва, оптової торгівлі, роздрібною торгівлі та транспортування.

Далі необхідно: 1) по аналогії визначити коефіцієнти ефективності для інших учасників логістичної системи; 2) здійснити побудову моделі функціонування

конкретної системи з урахуванням схеми розподілу споживчих товарів та визначити параметри роботи логістичної системи на основі моделювання. Це потребує спільного моделювання всіх складових наведеної функції (7), що дозволить знаходити оптимальні рішення на стадії формування взаємопов'язаних ланцюгів логістичної системи.

Література

1. Пономарьова Ю.В. Логістика: Навчальний посібник. – К.: Центр навчальної літератури, 2003. – 192 с.
2. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели / В.С. Лукинский, В.И. Бережной, Е.В. Бережная и др. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 280 с.
3. Доля В.К., Горяинов А.Н., Шептура А.Н. Влияние параметров работы автомобильного транспорта на функционирование логистической системы // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ / Сб. научн. тр. – 2000. – Вып.4. – С.77–79.
4. Миротин Л.Б. Основы логистики. – М.: ИНФРА, 1999. – 200 с.
5. Смехов А.А. Введение в логистику. – М.: Транспорт, 1993. – 118 с.
6. Нефедов М.А., Потаман Н.В. Моделювання каналів розподілу // Луганськ: Вісник СУНУ ім. Даля. – 2004. – Вип. 7(77), Ч.1. – С. 192–195.
7. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Экономическая кибернетика транспорта. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. – 218 с.
8. Волошина Н.А. Розробка режимів для технічного обслуговування транспортних машин на основі діагностичної інформації// Автореф. дис. на здобуття вч. ступ. к.т.н. – Харків, 2001. – 20 с.

УДК 629.114.3

Поляков В.М. , Тімков О.М. , Шарай С.М.

МЕТОДИКА ВИБОРУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНИХ АВТОПОЇЗДІВ З НАБЛИЖЕНИМИ ОСЯМИ ПРИЧЕПА

Запропоновано методику щодо вибору геометричних параметрів причіпних автопоїздів з наближеними осями причепа, які гарантовано забезпечують стійкість руху, мінімальне завантаження осей причепа та нормовані значення показників маневреності. Рис. 1, табл. 1, дж. 6.

На сьогодні простежується стала тенденція до збільшення транспортного сполучення між Східною та Західною Європою. До того ж, завдяки географічному розташуванню України на розі європейських та азіатських торговельних потоків, за прогнозами фахівців у недалекому майбутньому значно зросте транзитне перевезення вантажів. Чималу частку міжнародних перевезень здійснюватиме автомобільний транспорт, а саме - автопоїзди. Використання їх у транспортуванні вантажів дозволяє значно підвищити продуктивність автомобільних транспортних засобів.

Для більш повної відповідності конструкції автопоїздів умовам експлуатації та потребам споживачів виробники цих транспортних засобів пропонують широку гаму компоновальних схем автопоїздів. Це дозволяє значно покращити ефективність їх використання.

Є практика переобладнання в умовах експлуатації автопоїздів або складання їх на базі агрегатів різних автотранспортних засобів під певні потреби власника з компонуванням конструкції "за місцем". Така продукція повинна відповідати вимогам безпеки, запорукою чого крім інших факторів є використання науково обґрунтованої інформації щодо впливу, насамперед, геометричних параметрів авто-

поїзда на його експлуатаційні властивості.

Відомо, що вплив геометричних параметрів на показники маневреності та стійкості автопоїздів є суперечливим: покращення одного з показників призводить до погіршення іншого. Тому покращення показників маневреності та стійкості в цілому можливо лише за певного компромісу при виборі значень параметрів конструкції автопоїзда.

Експлуатаційні властивості автопоїздів досліджували Д.А. Антонов, С.С. Атаєв, В.Г. Вербицький, Я.Х. Закин, Є.Н. Ибрагимов, Л.Г. Лобас, М. Мичке, В.П. Сахно, Я.Е. Фаробин, Д.Р. Єлліс та інші вітчизняні і закордонні вчені. У роботах цих дослідників досить глибоко вивчено питання маневреності та керованості автопоїздів у залежності від конструктивних параметрів транспортного засобу [1-3], а також у залежності від експлуатаційних факторів (дорожніх умов, режимів руху та ін.) [2-4]. Але немає робіт, де були б надані практичні рекомендації що до вибору параметрів компоновальних схем причіпних автопоїздів від категорії О1 до О4 з урахуванням їх особливостей. Ця робота потребує великої кількості додаткових розрахунків у зв'язку зі зміною зазначених параметрів в широких межах.

Метою роботи є розробка методики вибору геометричних параметрів причіпних автопоїздів при створенні нових та під час модернізації існуючих конструкцій причепів з наближеними осями, яка ґрунтується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень.

Сьогодні в країнах Європи і в Україні найбільш розповсюджено причепи категорії О4 відомих виробників причіпної техніки Fliegl, Kögel, Krone і Schmith. Розглянуто поширену компоновальну схему автопоїзда з причепом із наближеними осями (рис. 1).

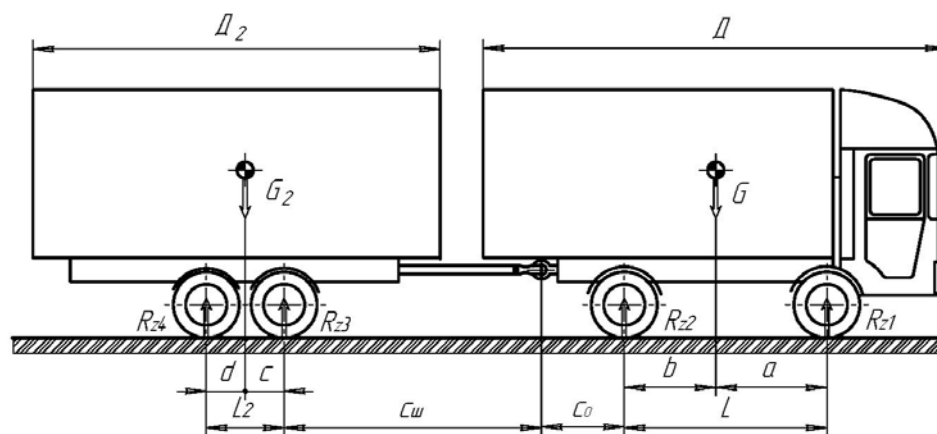


Рис. 1. Схема причіпного автопоїзда

Для можливості розповсюдження результатів теоретичних досліджень на автопоїзди з причепами інших категорій, по-перше, введено відносні безрозмірні геометричні параметри ланок автопоїзда, які характеризують особливості компоновальних схем автопоїздів; по-друге, проведено апроксимацію результатів розрахунку показників експлуатаційних властивостей для певних конструкцій автопоїздів. Такий підхід до вирішення практичних завдань виключає необхідність проведення у подальшому громіздких розрахунків та дозволяє швидко проводити для автопоїздів різних компоновальних схем попереднє визначення показників експлуатаційних властивостей, а саме стійкості руху (за значенням критичної швидкості $v_{кр}$), маневреності (за величиною габаритної смуги руху B_e) та найменшої завантаженості шин осей причепа бічними силами під час маневрування (за значенням

кута відведення коліс найбільш завантаженої третьої вісі автопоїзда δ_3 - першої для причепа).

Слід зазначити, що адекватність математичної моделі руху причіпного автопоїзда [5] було підтверджено експериментально на модульному автопоїзді [6] в реальних умовах експлуатації.

Більш детально про зазначене. Відносні геометричні параметри ланок автопоїзда визначаються за певними формулами (1). Причому, діапазон зміни цих параметрів обраний з урахуванням особливостей конструкцій існуючих автопоїздів та вимог до геометричних параметрів, що діють у країнах ЄС:

$$\begin{aligned}
 a' &= \frac{a}{L} = 0,2 \dots 0,8; & L' &= \frac{L}{D} = 0,352 \dots 0,821; \\
 c_0' &= \frac{c_0}{L} = 0 \dots 0,40; & c' &= \frac{c}{L_2} = 0 \dots 0,769; \\
 L_2' &= \frac{L_2}{D_2} = 0,128 \dots 0,383; & c_{ш}' &= \frac{c_{ш}}{D_2} = 0,256 \dots 0,767.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Позначення у розрахункових формулах (1) відповідають позначенням геометричних параметрів автопоїзда на рис. 1. Зрозуміло, що за необхідністю, не складає труднощів розрахувати за формулами (1) абсолютні значення геометричних параметрів автопоїзда. Відносні геометричні параметри причіпного автопоїзда обрані ті, що найбільш суттєво впливають на показники його маневреності, стійкості та завантаженості осей причепа бічними силами. Проведено розрахунки щодо визначення цього впливу для типової схеми автопоїзда з причепом категорії О4 (табл. 1).

Таблиця 1

Результати розрахунку впливу геометричних параметрів автопоїзда з причепом категорії О4 на показники його експлуатаційних властивостей

Відносні геометричні параметри та показники експлуатаційних властивостей	Варіанти (1-6) вихідних даних відносних геометричних параметрів та відповідні їм показники експлуатаційних властивостей					
	1	2	3	4	5	6
a'	0,1981	0,31238	0,44762	0,57524	0,6819	0,79619
$v_{кр}$, м/с	30,8910	29,6281	28,589	27,6236	27,029	26,6582
c'	0,04762	0,1881	0,34048	0,49048	0,65952	0,81667
$v_{кр}$, м/с	33,0238	30,8753	29,3634	28,3289	27,2944	26,4986
L'	0,35365	0,44549	0,53537	0,63306	0,71512	0,81868
$v_{кр}$, м/с	19,6438	22,8493	25,8904	28,9315	31,2328	34,1095
B_2 , м	4,691	5,169	5,445	6,604	7,500	9,705
δ_3 , рад	0,0744	0,0772	0,0821	0,0886	0,0925	0,1010
c_0'	0,05238	0,11143	0,17429	0,2419	0,30095	0,34857
$v_{кр}$, м/с	29,1408	28,2100	27,2076	26,2768	25,7040	25,1312
L_2'	0,1278	0,19169	0,25559	0,31949	0,3833	—
B_2 , м	5,925	6,04	6,167	6,353	6,67	—
δ_3 , рад	0,06948	0,09515	0,1164	0,1323	0,1425	—

$c'_ш$	0,25559	0,38339	0,51118	0,63898	0,76677	–
$B_э, м$	4,5328	4,997	5,557	6,3093	7,209	–
$\delta_3, рад$	0,06595	0,07376	0,08035	0,08922	0,0988	–

Структура першої колонки табл. 1 збудована таким чином, щоб відобразити суттєвий вплив обраного відносного геометричного параметра на певні показники експлуатаційних властивостей автопоїзда. Наприклад, визначено, що відносні положення центра мас автомобіля-тягача a' та причепа c' найбільш суттєво впливають на критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда і практично не впливають на показники маневреності (габаритну смугу руху $B_э$) та завантаженість бічними силами шин осей причепа (характеризується кутом відведення δ_3) під час маневрування. Тому у першій колонці табл. 1 поряд з відносними геометричними параметрами a' та c' зазначено лише показник стійкості руху $v_{кр}$.

Методом найменших квадратів проведено апроксимацію результатів розрахунків. Функція апроксимації має вигляд

$$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2, \quad (2)$$

де Y – показник експлуатаційної властивості (критична швидкість, габаритна смуга руху, кут відведення осі причепа);

a_i – емпіричні коефіцієнти;

x – відносний геометричний параметр, вплив якого визначається (положення центра мас ланки, база ланки, довжина дишла та ін.).

У кожному випадку розраховано середньоквадратичне відхилення D функції апроксимації.

За зазначеними результатами апроксимації впливу відносного положення центра мас автомобіля-тягача a' та причепа c' на критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда описано рівняннями

$$v_{кр} = 33,35252 - 13,85904 a' + 6,81448 (a')^2, \quad (D = 0,99912), \quad (3)$$

$$v_{кр} = 33,46535 - 13,71481 c' + 6,25438 (c')^2, \quad (D = 0,99572). \quad (4)$$

Ці рівняння (3), (4) дозволяють розрахувати значення відносних геометричних параметрів a' та c' (за необхідністю за формулою (1) можна потім розрахувати відповідні значення абсолютних геометричних параметрів) причіпного автопоїзда, які забезпечать стійкість його руху. Для проведення таких розрахунків необхідно обрати значення критичної швидкості $v_{кр}$, яке повинно бути більшим за граничні технічні можливості автопоїзда, а не за обмеженнями нормативними документами. У такому випадку безпека руху буде гарантована. Наприклад, для забезпечення $v_{кр}$ понад 28 м/с (максимальна швидкість автопоїзда за його технічною характеристикою), за результатами рішення рівнянь (3) та (4) значення відносних положень центрів мас тягача a' та причепа c' не повинні перевищувати 0,518.

У модельному ряду автомобілів-тягачів провідних автомобілебудівних фірм світу відносна база автомобіля-тягача L' змінюється в широких межах. Відносна база автомобіля-тягача значно впливає на всі показники експлуатаційних властивостей: стійкості, маневреності та завантаженості шин осей причепа бічними силами (табл. 1).

Результати апроксимації впливу відносної бази автомобіля-тягача L' на вказані показники руху автопоїзда описано рівняннями

$$v_{кр} = 5,41268 + 44,18189 L' - 11,18135 (L')^2, \quad (D = 0,99996), \quad (5)$$

$$B_2 = 7,26254 - 14,79797 L' + 21,61518 (L')^2, \quad (D = 0,99912), \quad (6)$$

$$\delta_3 = 0,06764 + 7,92072E-4 L' + 0,04771 (L')^2, \quad (D = 0,99355). \quad (7)$$

Величину відносного геометричного параметра L' , яка забезпечить компромісне значення усіх експлуатаційних показників руху автопоїзда, визначають з рівнянь (5) – (7). Для цього слід обрати значення критичної швидкості автопоїзда (вище зазначено, з яких міркувань це робити), значення максимально припустимої габаритної смуги руху (у країнах ЄС вона складає 7,2 м, визначена як різниця між регламентованими габаритними радіусами зовнішнім 12,5 м та внутрішнім 5,3 м), значення максимального кута відведення шин передньої осі причепа (за умов забезпечення довговічності шин, кут відведення 5 – 10 ° (0,0872 – 0,1744 рад) вважають припустимим тощо.

Тоді, наприклад, для забезпечення критичної швидкості понад 28 м/с, значення відносної бази автомобіля-тягача L' повинно бути більшим, ніж 0,603. Для забезпечення габаритної смуги руху не більш 7,2 м, значення L' не повинно перевищувати 0,680. Для забезпечення максимального кута відведення передньої осі причепа не більш 8 ° (0,1396 рад) значення L' не повинно перевищувати 1,219. Таким чином ураховуючи усі умови, значення L' повинно бути в межах від 0,603 до 0,680. У цьому випадку буде забезпечено задовільні показники стійкості, маневреності автопоїзда та мінімальне завантаження осей причепа.

Результати апроксимації щодо визначення впливу інших відносних геометричних параметрів причіпного автопоїзда на його експлуатаційні властивості представлені рівняннями (8) - (12).

Значення відносного положення точки зчипки на автомобілі-тягачі c_0' не повинно перевищувати 0,120 і визначено з рівняння

$$v_{ед} = 29,92518 - 17,30712 c_0' + 10,60226 (c_0')^2, \quad (D = 0,99844). \quad (8)$$

Значення відносної бази причепа повинно бути $L_2' \leq 0,3615$ (для забезпечення нормованих значень B_r та δ_3) і розраховано з рівнянь

$$B_2 = 5,9728 - 1,31885 L_2' + 8,09994 (L_2')^2, \quad (D = 0,99583), \quad (9)$$

$$\delta_3 = 0,0016 + 0,61123 L_2' - 0,63487 (L_2')^2, \quad (D = 0,99995). \quad (10)$$

Значення відносної довжини дишла причепа повинно бути $c_{ш}' \leq 0,766$ (для забезпечення нормованих значень B_r та δ_3) і визначено з рівнянь

$$\hat{A}_a = 4,11844 + 0,46066 c_{ш}' + 4,65047 (\hat{n}'_0)^2, \quad (D = 0,99988), \quad (11)$$

$$\delta_3 = 0,05497 + 0,03748 c_{ш}' + 0,02545 (\hat{n}'_0)^2, \quad (D = 0,99888). \quad (12)$$

Висновки. Щоб забезпечити причіпному автопоїзду з причепом з наближеними осями задовільні показники експлуатаційних властивостей (стійкості руху, маневреності, найменшої завантаженості шин осей причепа бічними силами під час маневрування) значення геометричних параметрів цього автопоїзда необхідно обирати такими, щоб відповідні їм відносні геометричні параметри (рівняння (1), рис. 1) дорівнювали:

- відносне положення центрів мас тягача a' та причепа c' не повинні перевищувати 0,518;
- відносна база автомобіля-тягача повинна бути в межах $0,603 \leq L' \leq 0,680$;
- відносне положення точки зчипки на автомобілі-тягачі c_0' не повинно перевищувати 0,120;

- відносна бази причепа повинна бути $L_2' \leq 0,3615$.
 - відносна довжина дишла причепа повинна бути $c_{ш}' \leq 0,766$.
- Подальша робота буде присвячена дослідженню впливу параметрів маси ланок автопоїзда на його експлуатаційні властивості.

Література

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. –М.: Транспорт, 1986. – 137 с.
2. Фаробин Я.Е., Щупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. –М.: Транспорт, 1983. –200 с.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. –240 с.
4. Лобас Л.Г. Механика многосвязных систем с качением. –Киев.: Наук. думка, –2000.–270 с.
5. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Тімков О.М. Математична модель руху триланкового причіпного автопоїзда // Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2003. – № 6. – С. 134–139.
6. Модульный автопоезд для дорожных экспериментальных исследований / Поляков В.М., Тимков А.Н., Горпинюк А.В. // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. –Харьков: ХНАДУ, –2003. –Вып.13. С.68-70.

УДК 656.13.05+656.13.072

Артамонова Ю.В., Василенко Т.Е., Руденков Э.В.

ВЛИЯНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА КАЧЕСТВО АВТОБУСНЫХ ПЕРЕВОЗОК

Проведен анализ статистики дорожно-транспортных происшествий с участием водителей автобусов в Донецкой области, причин и последствий ДТП за 2004 год. На основании проведенного исследования установлен высокий уровень аварийности, что снижает качество обслуживания пассажиров при автобусных перевозках. В соответствии с данной проблемой предложены мероприятия по снижению аварийности и повышению качества обслуживания на пассажирском автомобильном транспорте. Рис. 3, табл. 3, ист. 6.

Пассажирский транспорт является составной (неотъемлемой) частью социальной инфраструктуры Украины. Так, за 2004 год услугами пассажирского транспорта воспользовалось 4,2 млрд. пассажиров, объем пассажирской работы составил 104,7 млрд пасс. км. [1].

При этом автомобильный транспорт занимает ведущее место в обеспечении потребности населения Украины в перевозках. Его удельный вес в общем объеме пассажирских перевозок, выполняемых всеми видами транспорта, составляет 88,8% [1].

Современный этап развития автомобильного пассажирского транспорта характеризуется ускоренным ростом региональных парков автотранспортных средств, улучшением их структуры, увеличением доли микроавтобусов с дизельными и газовыми двигателями повышенной комфортабельности.

Вместе с тем, в области пассажирских перевозок приоритетной задачей является дальнейшее повышение качества транспортного обслуживания пассажиров (КТОП). Важной характеристикой КТОП является безопасность движения, обеспечение которого на сегодняшний день остается одной из актуальных проблем.

Различные пути решения вышеназванной проблемы активно предлагаются во многих статьях и научных публикациях Жарова С.Д., Редзюк А.М., Штанова В.Ф., Журавель В.В., Климпуша А.Д., Гутаревича А.М., Зорина А.М., Рудзинского В.В. и др. На государственном уровне вопросы безопасности движения регулируются Законом о транспорте, Законом об автомобильном транспорте, Законом о дорожном движении.

Анализ данных работ показал, что вопросы безопасности пассажирских перевозок рассматриваются преимущественно на макроуровне. Однако для принятия эффективных и адресных управленческих решений, касающихся безопасности движения, необходимо накопление данных о дорожно-транспортных происшествиях (ДТП), их глубокий анализ на региональном уровне.

Поэтому, целью данной статьи является анализ статистики дорожно-транспортных происшествий на пассажирском автомобильном транспорте с целью выяснения их причин, определения на основе этого направлений снижения аварийности и повышения качества транспортных услуг на примере Донецкой области.

Статистические данные о ДТП в Донецкой области свидетельствуют, что автомобильный транспорт является источником повышенной опасности. Так, только за прошедший год произошло 4286 ДТП (9,4% от общего количества ДТП в Украине). В них погибли 485 и получили ранения 4870 человек (8,8% от общего количества пострадавших в Украине) (рис.1) [2].

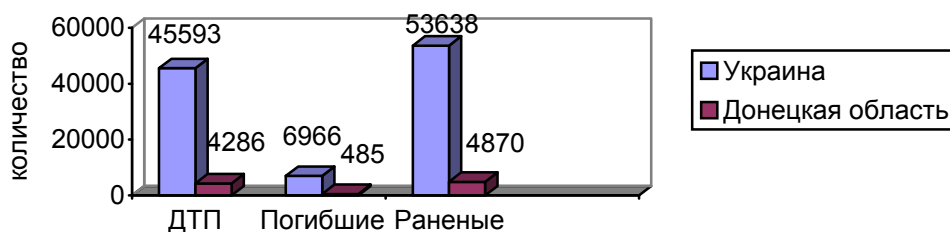


Рис. 1. Количество ДТП и пострадавших в них по Украине и Донецкой области

Анализ совершенных ДТП показал, что:

1. Основная часть происшествий в Донецкой области происходит в населенных пунктах (91%), причем, практически половина из них приходится на областной центр – город Донецк (36,1%) (табл.1) [2].

Таблица 1

Количество ДТП в населенных пунктах и на дорогах

	Статистика ДТП в Донецкой области	
	в населенных пунктах	на дорогах вне населенных пунктов
Областной центр	1408	-
Другие города	1990	-
Другие населенные пункты	501	-
Государственные магистральные дороги	-	163
Другие государственные дороги	-	112
Другие дороги	-	112

Причины сложившегося положения:

- высокая интенсивность движения транспорта в городах, особенно в час-пик, при недостаточно развитой улично-дорожной сети городов;
- неудовлетворительные дорожные условия. Это мокрое и скользкое дорожное покрытие, которое не соответствует стандартам, недостаточная или плохая освещенность на дорогах, неукрепленные обочины, недостаточная ширина проезжей части. Так, неудовлетворительные дорожные условия в Донецкой области, стали причиной 1693 ДТП (40% от их общего числа), в которых погибло 207 и ранено 1954 человека [2].

2. По вине водителей автобусов произошло 103 ДТП (2,4% от их общего количества), что составляет 11,1% от числа таких же ДТП по Украине (рис. 2) [2].

Причины сложившегося положения:

- рост числа автобусов, работающих в городах, доля которых, на сегодняшний день, составляет 1,5% (13,3 тыс.ед.) от общего количества транспортных средств Донецкой области [3]. Так, например, только в городе Донецке для работы на 130 городских маршрутах зарегистрировано 2012 транспортных средств, из которых 1270 единиц транспорта ежедневно выезжает на линию [3];
- игнорирование водителями правил дорожного движения (ПДД) (50%) и отвлечение от управления (50%) (рис.3, табл.2) [2].

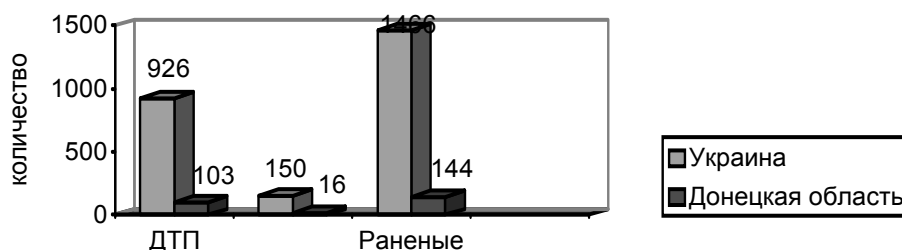


Рис. 2. Количество ДТП и пострадавших в них по вине водителей автобусов по Украине и Донецкой области

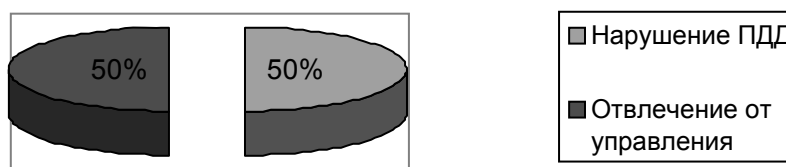


Рис.3. Причины ДТП с участием водителей автобусов

Таблица 2

Виды нарушений ПДД	
Виды нарушений ПДД	Количество
Превышение скорости	4
Нарушение правил перевозки людей	5
Нарушение правил маневрирования	4
Нарушение правил проезда пешеходных переходов	3
Нарушение правил предоставления беспрепятственного проезда	1
Нарушение правил обгона	1
Выезд на полосу встречного движения	10

Нарушение правил проезда перекрестков	9
Несоблюдение дистанции	15

Все дорожно-транспортные происшествия по вине водителей автобусов в статистических данных ГАИ подразделяются на происшествия по вине водителей транспорта предприятий, учреждений и организаций, а также по вине водителей автобусов, принадлежащих частным перевозчикам (ЧП).

В последнее время отмечается рост ДТП, которые произошли по вине водителей ЧП, а именно 74 ДТП (72% от общего количества зарегистрированных происшествий по вине водителей автобусов), в которых пострадало 144 человека (90% от их общего числа) (табл.3) [2].

Таблица 3

Количество ДТП и пострадавших в них по вине водителей предприятий и частных перевозчиков

	Общее количество ДТП	ДТП по вине водителей предприятий	ДТП по вине водителей частных перевозчиков
Количество ДТП в Донецкой области	103	29	74
Количество погибших в ДТП	16	2	14
Количество раненых в ДТП	144	34	110

Причины сложившегося положения:

- последствия неуправляемых процессов коммерциализации автомобильного транспорта и вывода рынка транспортных услуг за границы законодательного поля;

- игнорирование частными перевозчиками требований действующего законодательства, касающегося обеспечения безопасности дорожного движения. Так, не выполняются соответствующим образом требования статьи 43 Закона Украины «Об автомобильном транспорте», которая обязывает перевозчиков содержать автотранспортные средства в соответствующем техническом состоянии и обеспечивать проведение медицинского контроля водителей. Частные перевозчики в большинстве случаев не имеют достаточной собственной производственной базы и пунктов медицинского осмотра водителей, заключают с предприятиями и медицинскими учреждениями договора на контроль технического состояния автобусов и медицинский контроль водителей, которые, чаще всего, фиктивные. В результате проверки 3000 единиц транспорта, которая проводилась ГАИ МВД Украины совместно с Департаментом автомобильного транспорта с 25.10.04 по 25.11.04, были выявлены 2 водителя автобусов, которые находились в состоянии алкогольного опьянения, и 10 водителей, управлявших пассажирским транспортом без соответствующей категории «D». При этом каждый шестой из проверенных автобусов эксплуатировался с техническими неисправностями или нарушениями правил перевозки пассажиров. По данным ГАИ приблизительно 42% транспортных средств с первого раза не проходят технический осмотр [2, 3];

- неэффективная (с точки зрения безопасности) организация перевозок. За последние годы резко ухудшилась структура автобусного парка: количество автобусов малого класса существенно выросло, а многоместных – уменьшилось. Так, только в городе Донецке из 2012 транспортных средств, которые осуществляют перевозку пассажиров, 75,3% (1515 ед.) приходится

на долю микроавтобусов [3];

- отсутствие инструктажей водителей по вопросам безопасности дорожного движения, стажировок и повышения их квалификации [4].

В целом, проведенный анализ данных статистического учета и материалов расследования конкретных ДТП с особо тяжелыми последствиями убедительно свидетельствуют, что их возникновение не связано со случайным стечением обстоятельств, а является результатом нарушения норм обеспечения безопасности дорожного движения. Однако сегодня недостаточно проводить анализ причин, которые вызывают ДТП, гибель и травмирование людей, необходимо устранять их. С этой целью предлагаются следующие мероприятия:

8. Начать работы в соответствии с приказом Госдепартамента автотранспорта [5] по созданию системы базовых автопредприятий, которые должны давать возможность частным перевозчикам осуществлять техосмотр и хранение автотранспортных средств, медосмотр водителей, контроль выполнения режимов их работы и отдыха, инструктажи по вопросам безопасности движения, а также другие требования автомобильных перевозок на уровне, которого требуют лицензионные условия. При этом вышеназванные функции будут выполняться не государственными структурами за счет бюджета, а хозрасчетными предприятиями на коммерческой основе.

9. Поэтапное исключение из эксплуатации автобусов, которые являются потенциально небезопасными с последующей заменой их на новые, современные и перспективные в отношении требований безопасности движения автобусы. Обновление подвижного состава Донецкого региона предусмотрено областной программой совершенствования и развития транспортного обслуживания населения на 2003-2008 года. Всего планируется приобрести к 2008 году 1932 единиц подвижного состава на сумму 563766 тыс.грн. Предусмотрены следующие источники финансирования: областной бюджет (30%); бюджет городских, районных и местных органов власти (40%); собственные средства автопредприятий, организаций и частных лиц (15%), привлеченные инвестиционные фонды - лизинг, кредит, частный капитал и т.д.(15%).

10. Создание системы управления безопасностью движения на автомобильном транспорте как на региональном, так и государственном уровне.

Выводы. Проанализирована статистика ДТП на пассажирском автомобильном транспорте Донецкого региона, выявлены причины возникновения происшествий и предложены мероприятия, направленные на их устранение.

Литература

1. Итоги работы транспорта за 2004 год // Автомобильные перевозки и транспорт. – 2005. - №2 (50). - С. 4 – 5.
2. <http://www.mia.gov.ua/Index/monitor/dtp2004.pdf>.
3. <http://www.passtrans.dn.ua/about.php>.
4. Василенко Т.Е., Плешкова О.А. Влияние квалификации водителей на качество перевозочного процесса. Управление развитием социально-экономических систем: глобализация, предпринимательство, устойчивый экономический рост: Труды четвертой международной научной конференции студентов и молодых ученых. Часть 4. - Донецк. – 2003. – С.26-28.
5. Регулирование работы автотранспорта в рыночных условиях с помощью базовых АТП // Автомобильные перевозки и транспорт. – 2004. - №20 (44). - С. 30 – 33.

3-D FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A DIESEL ENGINE PISTON

This paper presents a 3-D finite element analysis of a diesel engine piston operating under combined mechanical and thermal loading. Stress and deformation behavior of the piston under applied boundary conditions is discussed for the base and augmented engines with different values of brake mean effective pressure. Fig. 5, Tab. 2, Ref. 6.

This study was the part of a project aimed at the increase in power of a heavy-duty turbocharged direct injection diesel engine. Engine was supposed to be augmented by brake mean effective pressure (bmep). When engine is augmented by bmep both thermal and mechanical loads grow resulting in increased deformations and stresses within the piston body which, in turn, can lead to piston scuffing and even piston failure. Over years, numerous criteria were developed and used to estimate the stress level and to predict the lifetime of the piston [1, 2]. Among the all methods of stress calculation the Finite Element Method (FEM) proved to be the most competitive and informative [3, 4]. Use of FEM requires defining boundary conditions. The latter are determined by mechanical and thermal loads. For the piston, mechanical load is represented by gas pressure (usually peak cylinder pressure) and inertia forces. Thermal boundary conditions are given by either heat fluxes or heat transfer coefficients and temperatures. Abbas et al. [5] developed thermomechanical model of an engine piston used in Finite Element Analysis (FEA). Temporally and spatially averaged values of heat transfer coefficient and gas temperature were used as thermal boundary conditions on the piston hot side. In spite of the close to experiment results, it was suggested that boundary conditions should be refined to get more accurate results. The refining thermal boundary condition is also discussed in reference [1].

In this study a 3D linear finite element analysis of the piston was performed using ANSYS® FE code. Inputs required for FEA such as piston modeling, piston meshing etc., as well as boundary condition were obtained first.

Due to symmetry of geometry a simple model with an angular portion (90° rotation or ¼th part) of piston and piston rings with pin hole at required position was modeled (Fig. 1a).

Since deformation and stress are the required outputs; two classes of elements were used. In the regions of high stress distribution such as fillets and corners refined mesh is used as shown in Fig. 1b and c for piston and rings.

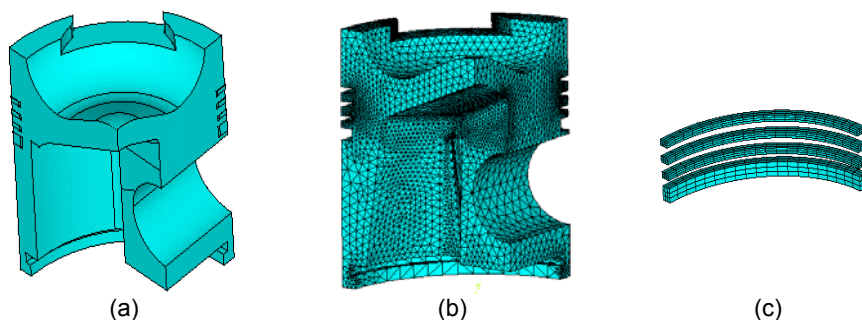


Fig. 1. (a) 3D Piston model, (b) Mesh of piston, (c) Mesh of piston rings.

Solid structural elements (SOLID45) are used for structural stress analysis of

the piston. Thermal elements (SOLID70) due to its compatibility with SOLID45 element are used to determine the temperature distribution and other related thermal fields. 3D surface-to-surface CONTA173 contact elements in combination with TARGE170 target elements are used between piston grooves and piston rings to simulate contact distribution. No friction is considered between surfaces and for thermal analysis additional real constant value of thermal conductance is also defined.

Material properties of aluminum alloy piston were defined as: thermal expansion of 1.29×10^{-5} 1/K, Young's modulus of 71000 MPa, yield strength of 300 MPa, Poisson's ratio of 0.33.

Boundary conditions. Gas pressure is applied to the piston crown and side walls of the piston above the first compression ring (Fig. 2a). Symmetry boundary condition is applied to the XY and YZ plan. Piston is constrained at pin hole area. Inertial load is applied to the nodes of the piston. The acceleration is found out from engine dynamic. Inertia load is calculated when the piston is at the top dead or at bottom dead centre as axial acceleration is maximum at these positions.

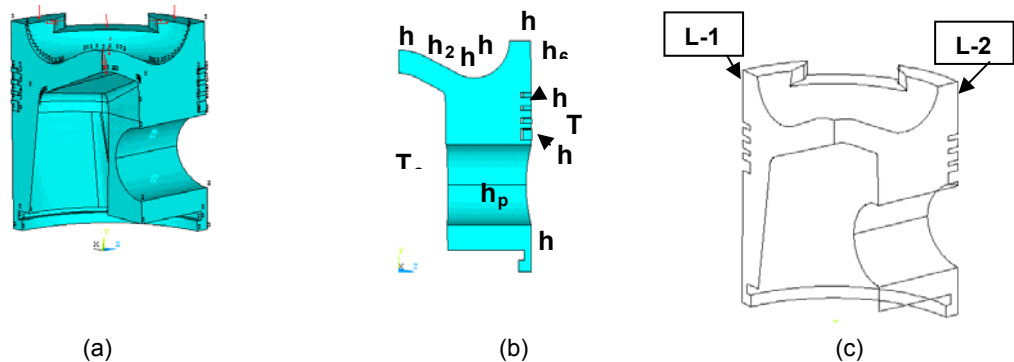


Fig. 2. Boundary conditions: (a) Structural, (b) Thermal, (c) Nomenclature for results

Heat transfer analysis is limited to the steady state case. Thermal load is represented by temperatures and heat transfer coefficient. Thermal boundary conditions of hot side of the piston were given by cycle-averaged local heat transfer coefficients h_{gx} from gas to piston crown and cycle-averaged gas temperature \bar{T}_g . Values of h_{gx} were obtained by using following procedure. First, cycle- and space-averaged heat transfer coefficient for piston hot side heat transfer \bar{h}_{gp} was calculated by using heat transfer network [6]. Next, local values of h_{gx} were calculated as

$$h_{gx} = h_{\max} \left\{ A + (1 - A) \left[4 \left(\left(\frac{x}{R} \right)^n - \left(\frac{x}{R} \right)^{2n} \right) \right]^k \right\} \quad (1)$$

In equation (1) R is piston radius; x is a coordinate along the piston radius, changing from 0 to R ; A is a ratio of heat transfer coefficient at the centre (periphery) of the piston to its maximum value h_{\max} . Values of A and exponents n and k in equation (1) were determine experimentally for several engine designs and tabulated in reference [1]. For engine analysed in this study above values were assumed as: $A = 0.5$; $n = 1.5$ and $k = 4.0$. Maximum heat transfer coefficient h_{\max} located at the piston surface where fuel jet from fuel injector impinges upon the piston surface is determined by

$$h_{\max} = \bar{h}_{gp} / \left[\left(\frac{2}{R} \right) \int_0^1 \Phi_x d(x/R) \right] \quad (2)$$

where $\Phi_x = h_{gx} / h_{max}$.

In order to decrease the time of calculation, values of h_{gx} were discretized over the piston surface. Heat transfer coefficients of the coolant side and oil side were assumed as recommended by Kostin et.al. [1]. Boundary conditions are illustrated in Fig. 2b. Values of heat transfer coefficients for the base engine (1) and engines augmented to brake mean effective pressure of PMa (2) and MPa (3) are tabulated in Table 1.

Table 1

Parameter		Boundary conditions		
		Base	Augmented (1)	Augmented (2)
Peak cylinder pressure, MPa		10.7	12.0	12.4
Average gas temperature \bar{T}_{gp} , K		1050	1062	1076
Heat transfer coefficient, $\times 10^{-3}$ W/mm ² K	h_1	0.313	0.343	0.345
	h_2	0.370	0.405	0.408
	h_3	0.540	0.593	0.597
	h_4	0.550	0.606	0.610
	h_5	0.326	0.358	0.360
	h_6	0.090	0.090	0.090
	h_7	0.580	0.580	0.580
	h_8	0.768	0.768	0.768
	h_r	8.5	8.5	8.5
	h_c	2.9	2.9	2.9
	h_o	0.175	0.175	0.175
h_{pb}	2.5	2.5	2.5	

Results and discussion. Sequential couple filed analysis (first thermal to determine nodal temperature distribution and then structural) is performed in two steps. Graphically plotted results at various locations are as per lines marked in Fig. 2c. Deformation results obtained from FEA are found in agreement with the general trend of deformation under pressure, inertia and thermal loading [5] and are shown in Fig. 3. As radial deformation is critical, clearance between cylinder and piston was observed for applied loading conditions. Radial deformation results are discussed below.

Pressure load. For base engine, maximum radial deformation (0.0078 mm) is observed at the upper corner of the piston crown at L-1 providing clearance of 0.592 mm, whereas minimum allowable clearance at the piston crown is 0.006 mm. At L-2, maximum radial deformation is at the lower part of the skirt (0.0196 mm), providing a clearance of 0.205 mm, whereas minimum allowable clearance at the lower part of skirt is 0.0012 mm.

Inertia load. For base engine, maximum radial deformation (0.0024 mm) is observed at the lower part of skirt at L-1 providing clearance of 0.223 mm, whereas minimum allowable clearance at the lower skirt is 0.0012 mm. At L-2, maximum radial deformation is at the upper part of piston crown (0.0005 mm), providing a clearance of 0.599 mm, whereas minimum allowable clearance is 0.006 mm.

Thermal load. For base engine, maximum radial deformation at L-1 (0.262 mm) and L-2 (0.248 mm) is observed at the upper corner of piston crown providing clearance along L-1 and L-2 of 0.338 and 0.352 mm respectively. Minimum allowable clearance at the piston crown is 0.006 mm.

Coupled load. For base engine, maximum radial deformation at L-1 (0.270 mm) and L-2 (0.240 mm) is observed at the upper corner of piston crown providing clearance along L-1 and L-2 of 0.33 and 0.365 mm respectively. Minimum allowable clearance at the piston crown is 0.006 mm.

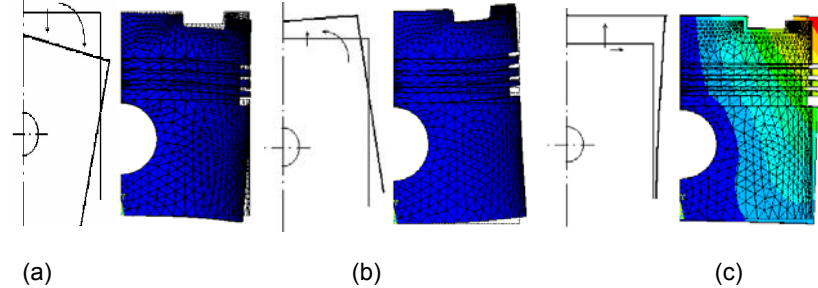


Fig. 3. General trend of deformation Vs Actual trend from FEA: (a) Pressure load, (b) Inertia load, (c) Thermal load

Results for minimum clearance for augmented engines are given in Tab. 2 which conclude safe design of piston under applied pressure, inertia, thermal and coupled loading.

Table 2

Minimum clearance between piston and cylinder after applied loading

	Loading	Engine	Location		
			Crown	Skirt upper	Skirt lower
Minimum allowable clearance, mm			0.006	0.0012	0.0012
Minimum clearance after loading, mm	Pressure	B	0.59*	0.22**	0.21**
		A1	0.59*	0.22**	0.20**
		A2	0.59*	0.22**	0.20**
	Thermal	B	0.25**	0.14*	0.04*
		A1	0.33*	0.05**	0.05**
		A2	0.32*	0.05**	0.04**
	Coupled	B	0.33*	0.05**	0.03**
		A1	0.32*	0.04**	0.02**
		A2	0.31*	0.04**	0.02**
B = Base, A1 = Augmented 1, A2 = Augmented 2, * Along L-1, **Along L-2					

Temperature distribution in the piston and piston rings is shown in Fig. 4. Maximum piston temperature is on the centre of piston-crown and minimum is on the lower part of the piston-skirt (Fig. 4a). Maximum temperature 210°C is on first compression ring and minimum (154°C) on the composite ring (Fig. 4b). Ring temperature excess of 250°C plays an important role in ring cylinder scuffing.

Stress intensity (SI) distribution is shown in Fig. 5. SI due to pressure load is 87, 98, and 101 MPa for base, augmented-1 and augmented-2 engines respectively, with maximum under the piston crown (Fig. 5a). SI is almost negligible under inertia load. SI due to thermal load is 250, 258 and 264 MPa for base, augmented-1 and augmented-2 engines with maximum at the upper part of pin hole area (Fig. 5b). SI due to coupled pressure and temperature load is 215, 218 and 223 MPa for base, augmented-1 and augmented-2 engines with maximum at the upper part of pin hole area (Fig. 5c).

However stress distribution is in more area as compared to thermal loading only. From SI results it is concluded that the maximum stress (264 MPa) is with in the allowable stress (300 MPa) of the piston material, hence no yielding is concluded.

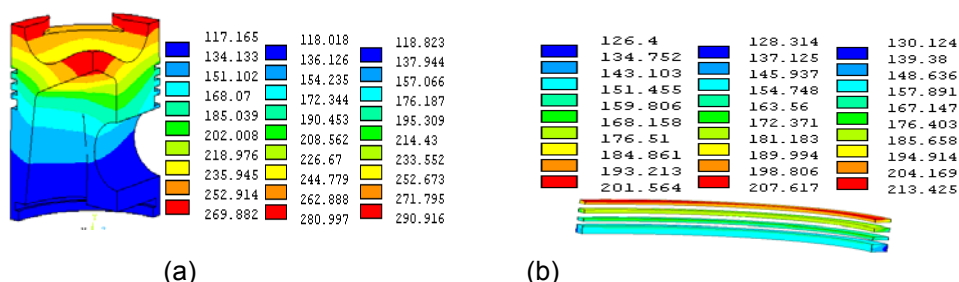


Fig. 4. Temperature distribution for base and augmented engines: (a) piston, (b) piston rings.

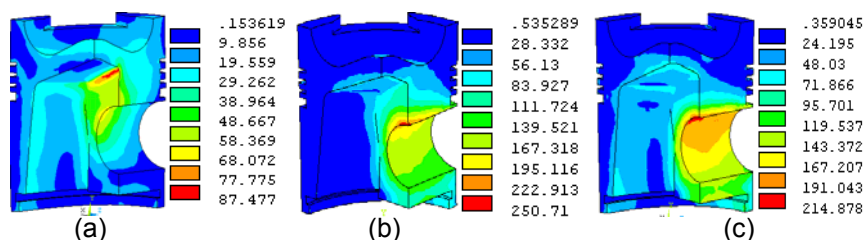


Fig. 5. Stress Intensity (SI) under load: (a) pressure, (b) thermal, (c) coupled.

Conclusions. Finite Element Analysis was performed to obtain temperature and stress distribution in the piston of augmented diesel engine.

Thermal boundary conditions were refined by using cycle-averaged local heat transfer coefficient.

FEA model was verified for temperature distribution with the network theory. Difference in heat fluxes obtained from FEA and network temperature was within 3%.

Radial deformation results providing clearance much more than the minimum allowable clearance between cylinder and piston concludes safe piston design of both base and augmented engines. Similarly stress distribution results within the allowable stress limit conclude safe piston design of both base and augmented engines.

Thermal deformations and stresses can be decreased by applying the insulation coating on the piston-crown and/or annular heat pipe cooling.

References

1. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания.-Л.: Машиностроение, 1979.-222 с.
2. Дьяченко Н.Х., Дашков С.Н., Костин А.К., Бурин М.М. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей.-Л.: Машиностроение, 1969.- 220 с.
3. Chalen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second Edition.-Oxford: Butterworth Heinemann, 1999.-682 p.
4. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1985.-930 p.
5. Tahar Abbes M.; Maspeyrot P.; Bounif A.; Frene J. A thermomechanical model of a direct injection diesel engine piston // Proc. Instn. Mech. Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering.-2004.-№218. pp. 395-409.
6. Банников Н.Г., Чатха Д.А., Саид М. Расчет теплопередачи в цилиндре двигателя с использованием сетевого графика // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. - 2005. - № 6.

STRENGTH ANALYSIS OF A CRANKSHAFT OF AN AUGMENTED DIESEL ENGINE

Strength analysis of a diesel engine augmented by brake mean effective pressure was carried out. Boundary conditions necessary for the analysis were determined. Some results of stress analysis carried out by Final Element Method are provided. Fig. 5, Tab. 3, Ref. 8.

The crankshaft is a most complicated and highly strained engine part subjected to cyclic loads due to gas pressure, inertia forces and their couples. The effect of these forces and their moments provides considerable twisting and bending of the crankshaft. Detailed stress analysis of this component is very important, as its strength, in many respects, predetermines the lifetime of an engine.

Analytical as well as experimental investigations have shown that in most cases the crankshaft failure is due to fatigue, therefore, fatigue strength analysis of an engine crankshaft under repeated loads is carried out. [1, 2, 3, 4]. Almost all methods of crankshaft strength analysis give only approximate results. Discrepancy between calculated and real data as summarized in reference [5] is due to: a) lack of real stress distribution; b) unaccounted effect of size and shape on stresses; c) use of approximate loading diagram; d) presence of torsional and bending vibrations which are difficult to analyse; e) impossibility of precise definition of effect of surface condition, mechanical and thermal treatment.

Finite element method is progressively used to obtain more realistic stress distribution [6], but overall accuracy of the strength analysis is still degraded by conditions of items (c) to (e) above.

Loading conditions. Accuracy of the analysis can also be improved by more exact calculation of the crankshaft load, which in this study research was adopted from reference [5]. In addition; calculations of inertia and gas pressure forces for in-line engines with comparatively simple kinematics are also given there. For V-type engines, especially with articulated connecting rods (ACR), calculations become more involved. For simplicity difference in kinematics of master connecting rod (MCR) link and that of ACR may be neglected [7]. However, accuracy of results is reduced.

This study was aimed on improving the strength analysis of a crankshaft by more precise calculation of the crankshaft load and by using FEM for stress calculation. Engine analysed in this study was a heavy-duty 12 cylinder V-type diesel engine with ACR. Schematic of the engine crank mechanism is given in Figure 1.

Kinematics of such mechanisms is well described in reference [7], but only for cases where angles γ and γ_1 are equal. For the given engine $\gamma \neq \gamma_1$, therefore equations for ACR piston displacement s_{ap} and acceleration a_{ap} had to be developed. These are:

$$s_{ap} = (r + r_1) + \frac{l_1}{2} \sin^2 \beta_1 + \left[\frac{\lambda^2}{4} (\cos 2\varphi - 1) - 1 \right] r_1 \cos \delta - r_1 \lambda \sin \delta \sin \varphi - r \cos(\varphi - \gamma) \quad (1)$$

$$a_{ap} = \frac{l_1}{2} \frac{d^2}{dt^2} \sin^2 \beta_1 + r_1 \lambda^2 \omega^2 \cos \delta \cos 2\varphi + r_1 \lambda \omega^2 \sin \delta \sin \varphi + r \omega^2 \cos(\varphi - \gamma) \quad (2)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \sin \beta_1 = -\frac{r}{l_1} \omega^2 \sin(\varphi - \gamma) + \lambda \lambda_1 \omega^2 \cos d \sin \varphi - \lambda^2 \lambda_1 \omega^2 \sin \delta \cos \varphi \quad (3)$$

In equations (1) to (3): $\lambda = r/l$, $\lambda_1 = r_1/l_1$, $r = \overline{OB}$ and $r_1 = \overline{BF}$ (Fig. 1).

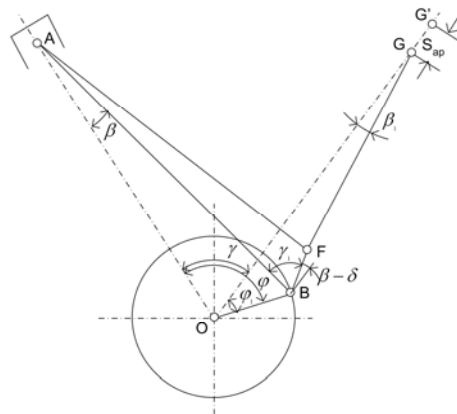


Fig. 1. Schematic of a crank mechanism

Figure 2 shows difference in acceleration of MCR and ACR pistons at the bottom dead centre of almost 16% of the maximum acceleration at that angle. It is obvious, that accounting for that difference gives more precise results of inertia load and, hence of stress analysis.

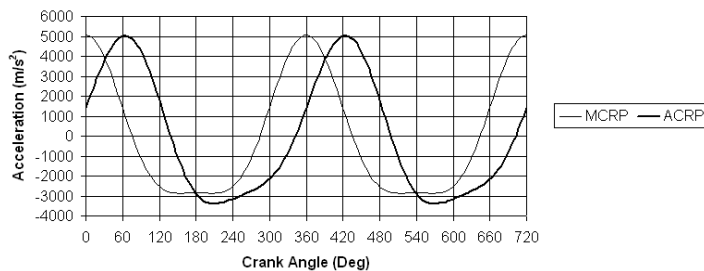


Fig. 2. Acceleration of MCR and ACR pistons versus crank angle at engine speed of 2000 rpm

In this study strength analysis of the heavy duty turbocharged diesel engine augmented by brake mean effective pressure (bme_p) was carried out. Data required for strength analysis were obtained from engine cycle simulation [8]. In the discussion to follow values of peak cylinder pressure p_{\max} were used instead of bme_p, as it clearly represents both the power and crankshaft load. Crankshaft loading, Factor of Safety (FOS) for different parts of the crankshaft, and specific pressures at main journal and crank pin were calculated using procedure given in reference [5]. Calculation of FOS required values of shear and normal stresses in critical shaft sections under torsional and bending loads. Values of these stresses can be obtained either using approach given in [5] or by Finite Element Analysis (FEA). For example, with accordance to [5], shear stress under torsion is determined as a ratio of torsional load T to the polar moment J of inertia of the cross section with outer pin radius r_{out} :

$$\tau = \frac{Tr_{out}}{J} \quad (4)$$

Values of stresses were obtained by using formula (4) and by FEA.

Finite Element Analysis. Due to complicated shape, subjected varying boundary conditions during operation, for simplification a single crank is analyzed assuming it to be simply supported at the axial mid-planes of adjacent journals. Hence resulting stresses will be greater than in a complete crankshaft; as restraints of the main bearings are not considered.

A solid model of the crankshaft was created in Pro Engineer and imported in ANSYS 8.0 FE Code [9]. Models of the full crank shaft and half crank (due to symmetry) are shown in Fig. 3a and 3b correspondingly.

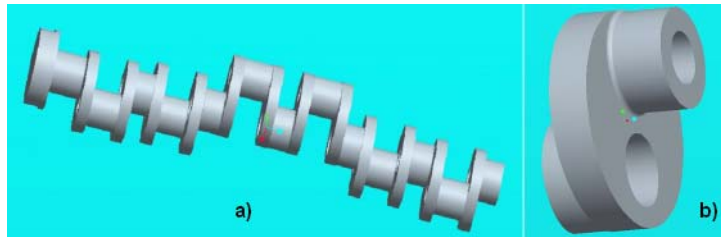


Fig. 3. Crankshaft model

SOLID186 a higher order 3-D 20-node structural solid element which is well suited to model irregular meshes was used to mesh crank (Fig. 4a). Zoomed fillet area showing refined mesh is shown in Fig. 4b. During meshing element length 3mm at the fillet region and 6 mm at the other areas with total 38880 elements were generated. Before solution model was verified for no bad elements.

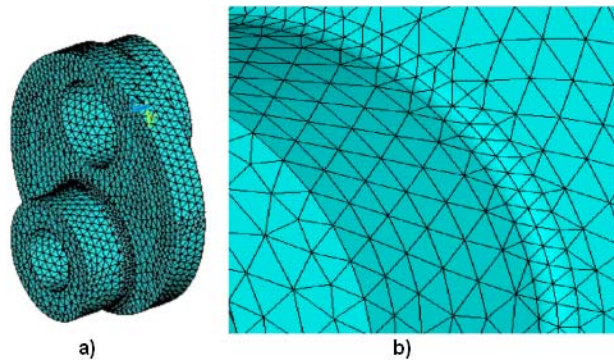


Fig. 4. Mesh at crank (a) pin and (b) fillet (zoomed).

The loading conditions of the last (6th) crank were chosen, as it is highly loaded for torsion. A torque is applied at the mid-plane of the journal by applying the torsional load as nodal forces and rigid constraints were defined at the mid-plane of the crankpin [6]. An accumulated torque due to 6th cranks was applied at 7th main journal.

Results and discussion. Maximum shear stress and stress intensity distribution is shown in Fig. 5a and b respectively.

Results of the analysis are tabulated in Table 1 below. From results it is concluded that maximum shear stress (109 MPa) and maximum stress intensity (241 MPa) at crankpin fillet region are within the allowable stress (860 MPa based on static loading) of the crank pin material. Difference between FEA shear stress and that

calculated by (4) is only 2.6%, which validates FEA model. However, using FEA, a detailed stress distribution is observed through out the crank pin, which is a limitation of the approach [5].

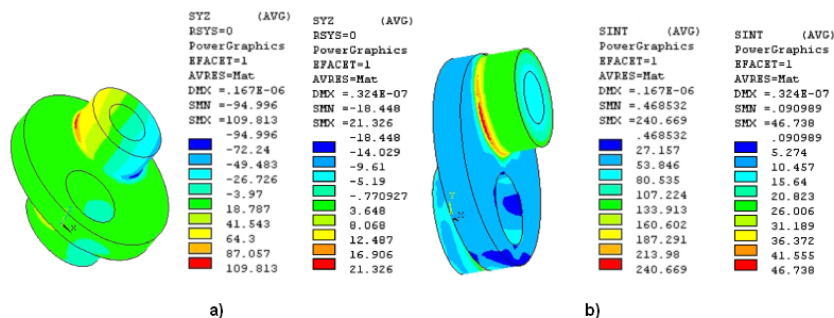


Fig. 5. Shear stress (a) and stress intensity (b) distribution.

Table 1

Shear stress in crankpin				
Peak cylinder pressure, MPa	Torsion Load, Nm	Shear Stress, MPa		Difference, %
		FEA	By formula (4)	
10.1	Max. 6337	58.0	56.7	2.2
	Min. 1230	11.5	11.2	2.6

For strength analysis, maximum stress calculated by (4) is validated by FEA simulation results. However, FOS is further calculated based on the values determined by (4), since they are close to those of FEA.

Strength analysis for the base engine was carried out first. From results, FOS for main journals was 6.77 and FOS for crankpin under torsion loading was 5.61 and under bending load was 3.72. The accumulated FOS for crankshaft under torsion and bending load was 3.10. Hence the base engine is under safe loading conditions on the basis of fatigue.

Results of the strength analysis of crankshaft of the augmented engine are given in Table 2. FOS and specific pressure on main journals and crankpin are tabulated for a range of peak cylinder pressure at engine speed of 2000 rpm. At peak cylinder pressure of 132 MPa, FOS calculated on the basis of fatigue is 2.36. Yet recommended FOS is between 2.5 and 3.5, which shows crank pin's failure. Similarly at the same peak cylinder pressure (132 MPa), maximum specific pressure at crankpin is 43.7 MPa that is also more than the recommended value of 40 MPa. Concluding, maximum safe peak cylinder pressure calculated is 120 MPa, as both FOS (2.59) and maximum specific pressure (40 MPa) are within the allowable limits of crankshaft.

Table 2

FOS and specific pressure at different cylinder pressure for engine speed of 2000 rpm					
Peak cylinder pressure, MPa	FOS	Specific pressure, MPa			
		Main journal		Crank pin	
		Average	Maximum	Average	Maximum
10.1	3.10	11.7	24.8	10.8	34.7
11.3	2.75	11.9	27.0	11.1	38.2
12.0	2.59	12.1	28.1	11.3	40.0
13.2	2.36	12.4	30.3	11.6	43.7

Diesel engine can also be augmented by increasing rated speed. Increase in engine speed gives rise to inertia forces and their contribution to the crankshaft load. Calculate FOS and specific pressures for range of engine speed at fixed peak cylinder pressure of 10.1 MPa are given in Table 3. At a speed of 2360 rpm, FOS calculated on the basis of fatigue is 3.07, hence it is safe. However on the basis of average specific pressure on main journals (15.7 MPa) it will probably fail, as maximum allowable values are between 6 to 15 MPa. At 2300 rpm, it is safe for both FOS (3.08) and average specific pressure at main journals (13.5 MPa), hence maximum allowable engine speed is 2300 rpm.

Table 3

FOS and specific pressure at different engine speed at 10.1 MPa

Engine speed, rpm	FOS	Specific pressure, MPa			
		Main journal		Crank pin	
		Average	Maximum	Average	Maximum
2000	3.10	11.7	24.8	10.8	34.7
2300	3.09	13.5	25.8	13.5	36.6
2360	3.07	15.7	27.4	14.1	37.0
2750	3.01	22.0	30.7	18.5	40.0

Conclusions. Strength analysis of a diesel engine augmented by brake mean effective pressure has been carried out.

Equations for ACR piston displacement and acceleration have been derived and used that improved the accuracy of the analysis.

Finite element analysis approach provided detailed stress distribution for applied boundary conditions; however, accuracy of the results depends mainly on the assumptions. Comparison of stresses calculated by formula (4) and by FEA indicated the validity of FEA model.

Based on FEA static loading conditions during present study, stresses found within the allowable stress concludes safe design of the crank.

It was shown that engine could also be augmented by increasing rated speed, but in this case combustion efficiency deterioration would impose their limitations.

References

1. Pandey R.K. Failure of diesel-engine crankshafts // Engineering failure analysis.-2003.-№10. –pp. 165-175.
2. Bhaumik S.K., Rangaraju R. Fatigue fracture of crankshaft of an aircraft engine // Engineering failure analysis.-2002.- №9.-pp. 255-263.
3. Chan P.C., Thornley J.C. Common Features of Fretting-Fatigue Cracking in Steels // Practical failure analysis.-2003.- №2.-pp. 85-90.
4. Chalen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second Edition.-Oxford: Butterworth Heinemann, 1999.-682 p.
5. Kolchin A., Demidov V. Design of Automotive Engines.-Moscow: Mir Publishers, 1984. 344 p.
6. Warrior N.A., Sime A.P., Hyde T.H., Fessler H. The design of overlapped crankshafts. Part 1: crankpin fillets // Proc. Instn. Mech. Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering.-2001.- №215. –pp. 503-513.
7. Попык В.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей.-М.: Высшая школа, 1970.-326 с.
8. Saeed M. Increase in power of heavy-duty turbocharged diesel engine by evaporative cooling of supercharged air. Master thesis. Topi, 2005.-98 p.
9. ANSYS User's Manual, SAS IP Inc., 1998

M.G. Bannikov, J.A. Chattha, M. Saeed

IN-CYLINDER HEAT TRANSFER CALCULATION BY USING HEAT TRANSFER NETWORK

Method of improved in-cylinder heat transfer calculation by using heat transfer network is described. Effectiveness of method is illustrated by an example. Shown, that in engine cycle simulation four to five iterations are sufficient for values of heat flows and wall temperatures to converge. Advantages and limitations of the method as well as future work are stated. Fig. 2, Tab. 2, Ref. 5.

Modeling of the vehicles' internal combustion engines proves to be the powerful tool of engine designing and development. Validity of an engine cycle simulation depends to a great extent on the accuracy of modeling heat transfer processes. In engines, heat is transferred from cylinder gas through the combustion chamber wall to the coolant flow. The heat flux into the wall has a convective and a radiation component. The heat flux is conducted through the wall and then convected from the wall to the coolant. The gas side heat transfer is, probably, the most difficult to model, since that takes place under conditions of varying gas pressure, temperature and local velocities.

In practice, in zero-dimensional phenomenological models heat flow rate from the cylinder gas to combustion chamber wall at any instant is calculated by

$$\dot{Q}_w = h_g A (T_g - T_w) \quad (1)$$

where h_g is the instantaneous spatial average heat transfer coefficient; A is the heat transfer surface area; T_g and T_w are the cylinder gas and combustion chamber wall temperatures, respectively. All parameters in equation (1) are interrelated. Instantaneous cylinder gas temperature T_g is obtained from the engine cycle simulation, but that, in turn, requires the value of \dot{Q}_w , determined by equation (1). Heat transfer coefficient can be calculated using one of correlations published in literature and most of them include T_g as a parameter. Temperatures of combustion chamber walls (cylinder head, cylinder line and piston crown) are not known a priori. Of course, those may be measured in engine testing, but this is impossible at engine designing step. Other choice is to assume those values using the published data. Numerous data for different engines are available in the literature. Nevertheless, even for given engine wall temperatures will vary with engine performance parameters such as power, speed, coolant temperature etc. Thus, accuracy of an in-cylinder heat transfer calculation may be improved by refining T_w values.

In this paper the method of improved calculation of in-cylinder heat transfer is considered. It is based on refining T_w values using the heat transfer network from gas to engine coolant.

Instantaneous values of \dot{Q}_w , T_g and h_g vary rapidly whereas those of T_w do not [1]. Therefore, in practice a time-averaged value of wall temperature can be used from the previous engine cycle for all timesteps in the next cycle. If T_w is assumed known for a cycle then instantaneous value of \dot{Q}_w is obtained from (1) using the current timestep prediction of T_g and calculated h_g values. At the end of the cycle cycle-

averaged values of heat flow rate, heat transfer coefficient and gas temperature are determined and used in the thermal resistance network equations to make a new evaluation of T_w for use on the next cycle.

The cycle-averaged values are defined as:

$$\bar{Q}_w = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{w,i}}{n} \quad (2)$$

$$\bar{h}_g = \frac{\sum_{i=1}^n h_{g,i}}{n} \quad (3)$$

$$\bar{T}_g = T_w + \frac{\bar{Q}}{\bar{h}_g A} \quad (4)$$

where n is the number of timesteps of the cycle.

Overall combustion chamber wall can be divided into several parts, in the present case into three parts, namely, the liner (L), the piston (P) and the head (H). Thus, three sets of equations (2-4) are used to calculate wall temperatures T_{wL} , T_{wP} and T_{wH} .

Heat transfer net work theory is well described elsewhere [2], here just brief account is given. The thermal resistance network for an engine cylinder is shown in the Figure 1.

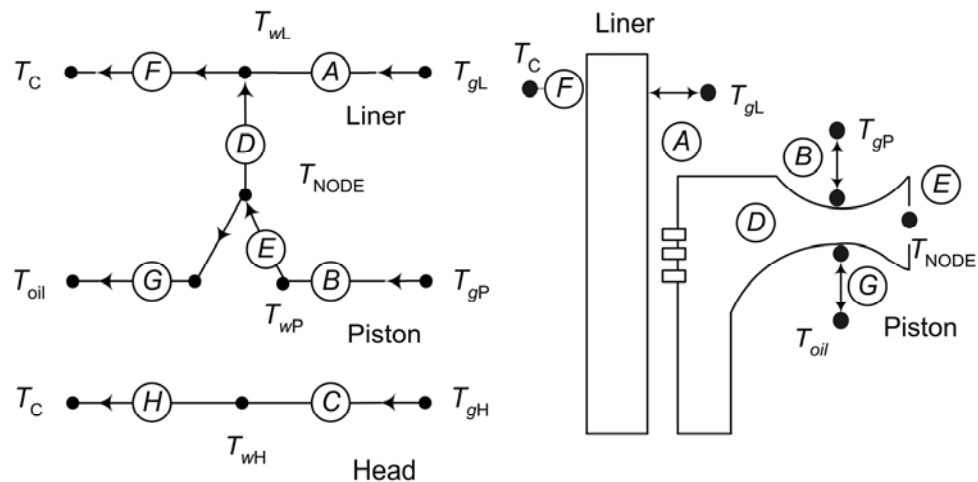


Fig. 1. Heat transfer network

In the Figure 1, A to H are thermal resistances; \bar{T}_{gL} , \bar{T}_{gP} and \bar{T}_{gH} are cycle-averaged gas temperatures outside the cylinder gas boundary layer for the liner, piston and head; T_c and T_{oil} are coolant temperatures and T_{Node} is the temperature at some point in the piston. Assumption is made that the head and liner are thermally isolated. Resistances A to C are for the convection from cylinder gas to L, P, H walls, respectively; F to H are combined resistances for both the P, L, H conduction and

convection from their cold side surfaces through the relevant coolant boundary layer. D and E are resistances from node to liner and piston hot side, respectively.

Thermal resistances are given by

$$A = 1 / (A_L \bar{h}_g) \quad (5)$$

$$B = 1 / (A_P \bar{h}_g) \quad (6)$$

$$C = 1 / (A_H \bar{h}_g) \quad (7)$$

$$D = R_1 R_2 / (R_1 + R_2) \quad (8)$$

$$R_1 = L_{\text{Node-L}} / (k_P A_{PL}) + 1 / (h_{PL} A_{PL}) \quad (9)$$

$$R_2 = L_{\text{Node-R}} / (k_P A_R) + L_R / (k_R A_R) + 1 / (h_{RL} A_R) \quad (10)$$

$$E = L_P / (k_P A_P) \quad (11)$$

$$F = L_L / (A_L k_L) + 1 / (A_L h_c) \quad (12)$$

$$G = L_P / (A_P k_P) + 1 / (A_P h_{oil}) \quad (13)$$

$$H = L_H / (k_H A_H) + 1 / (A_H h_c) \quad (14)$$

In equations (5-14) k 's are material thermal conductivities and L 's are material thicknesses.

Equations that relate the temperatures of adjacent points or boundaries in terms of the overall heat transfer coefficients of the connecting network paths are developed. The network paths that connect the central points to the boundaries region points now include the thermal conductivity of the piston, rings, cylinder and the surface film coefficients. For steady state heat transfer the heat flow into the node equals the heat outflow from the node. Carrying out the heat flow balances at the T_{Node} , T_{wP} , T_{wL} and T_{wH} points we get:

$$\frac{\bar{T}_{gP} - T_{\text{Node}}}{B + E} = \frac{T_{\text{Node}} - T_{\text{wL}}}{D} + \frac{T_{\text{Node}} - T_{\text{oil}}}{G} \quad (15)$$

$$\frac{\bar{T}_{gP} - T_{\text{wP}}}{B} = \frac{T_{\text{wP}} - T_{\text{Node}}}{E} \quad (16)$$

$$\frac{\bar{T}_{gL} - T_{\text{wL}}}{A} + \frac{T_{\text{Node}} - T_{\text{wL}}}{D} = \frac{T_{\text{wL}} - T_c}{F} \quad (17)$$

$$\frac{\bar{T}_{gH} - T_{\text{wH}}}{C} = \frac{T_{\text{wH}} - T_c}{H} \quad (18)$$

Set of equations (15-18) is then solved for required wall temperatures.

Procedure of the improved heat transfer calculations is as follow. For the first cycle, wall temperatures are assumed and cycle-averaged locally distributed values of \bar{Q}_w , \bar{h}_g and \bar{T}_g are calculated. Then new evaluation of the wall temperatures is made by the thermal resistance network equations (15-18). Procedure is repeated until values of the wall temperatures converge.

Procedure developed was used in modeling a heavy-duty turbocharged direct-

injection diesel engine [3]. One of the outcomes of the cycle simulation was the definition of the cycle-averaged locally distributed heat fluxes required for thermal stress analysis of the engine parts. Values of heat transfer coefficients in equations (9-14) were selected as suggested by Kostin et al [5]. Thermal conductivities of materials were adopted from reference [6]. Instantaneous heat transfer coefficient in equation (1) was calculated by Woschni correlation [4]

$$h_g = \frac{0.003264 p^{0.8} v^{0.8}}{B^{0.2} T_g^{0.53}} \quad (19)$$

where h_g is instantaneous spatially-averaged heat transfer coefficient (kW/m²), p is cylinder pressure (kPa), B is cylinder bore (m), T_g is instantaneous gas temperature (K), and v is an average cylinder gas velocity (m/s).

Some results of the engine cycle simulation at rated power are discussed below. Table 1 provides wall temperatures convergence sequence through iterations.

Table 1

Temperature convergence sequence						
Iteration No	1	2	3	4	5	6
T_{wL} , K	700	445	422	424	424	424
T_{wH} , K	900	499	569	553	557	557
T_{wP} , K	900	544	550	540	541	541

For this particular example initial values wall temperatures in the first step of cycle simulation intentionally were taken unreasonably high. Nevertheless, those temperatures after five-six iterations come to values within a range given in literature [4]. Further calculations showed that the closer initial values to the final values the less number of iterations is required. In-cylinder gas temperature history for first, second and sixth iterations is shown in Figure 2.

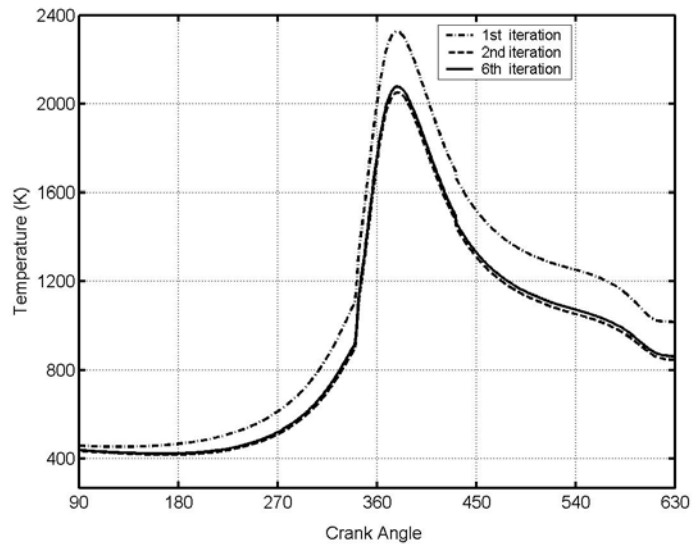


Fig. 2. In-cylinder gas temperature history

As seen from Figure 2, the use of network made significant correction of gas temperature, especially during combustion period. This resulted in more exact values of cycle-averaged heat flow rate (as defined by equation (2)), peak cylinder gas temperature and temperature of exhaust immediately after exhaust valves (Table 2).

Table 2

Change in cycle simulation outcomes through iterations

Iteration No	Cycle-averaged heat flow rate \bar{Q}_w , kW			Temperature, K	
	Liner	Head	Piston	Peak	Exhaust
1	7.01	9.69	9.69	2325	1000
2	11.10	14.85	13.86	2050	789
6	11.78	13.64	13.99	2087	805

The network may be extended by dividing combustion chamber wall into more parts and increasing number of nodes within the piston, cylinder line and cylinder head bodies. Such subdivision may be required for obtaining more details of temperature distribution not only on the combustion chamber wall but within the engine parts bodies.

In a thermal stress analysis of parts of augmented high-speed engines, heat generated due to friction in the piston-cylinder line interface must be accounted for, since this value proves to be comparable with the heat flow from gas to coolant through the piston [5].

Conclusions. Thermal resistance network for in-cylinder heat transfer was developed and incorporated into mathematical model of a heavy-duty turbocharged direct-injection diesel engine cycle.

Cycle simulation using heat transfer network was used to obtain thermal boundary conditions required for thermal stress analysis of the engine parts.

By the example of cycle simulation, it was shown that number of iteration depends on the accuracy in determining required values. In general, for network used in this research four to five iterations were sufficient for convergence within 0.5%.

Refining the values of wall temperatures is not the goal, but rather means. The main purpose, at least in this research, was the more exact determination of in-cylinder gas temperature and values of instantaneous and cycle-averaged heat flow rates.

Procedure of network development described in this paper may be used in developing extended networks if required.

For augmented high speed engines heat generation due to friction in piston/cylinder line interface must be added to the network.

References

1. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals.-McGraw-Hill, 1985.-930 p.
2. Chalen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second Edition.-Butterworth Heinemann, 1999.-682 p.
3. Saeed M. Increase in power of heavy-duty turbocharged diesel engine by evaporative cooling of supercharged air. Master thesis. -Topi, 2005.-98 p.
4. Woschni G. Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine // SAE paper 790825.-SAE Trans.-1979.-vol. 88.
5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания.-Л.: Машиностроение, 1979.-222 с.
6. Bhushan B., Gupta B.K. HANDBOOK OF TRIBOLOGY. Materials, Coatings, and Surface Treatments.-McGraw-Hill, 1991.-1022 p.

Савенко В.Н.

ОЦЕНКА СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕСУРСА ДИЗЕЛЬНОГО АВТОМОБИЛЯ

Приводится порядок оценки составляющей транспортных затрат при различном использовании ресурса дизельного автомобиля. Оценка производится на основе энергетического подхода по расходам топлива в реальных и эталонных условиях движения. Рис. 4, Ист. 6.

В современных условиях тарифная политика является одним из основных рычагов управления предприятием, при этом характер изменения тарифов должен примерно соответствовать характеру изменения себестоимости, тарифы необходимо оперативно, в течении 2...3 дней, пересматривать [1].

Оценка эффективности использования ресурса транспортных машин может быть одним из инструментов принятия решений по их эффективному использованию. Развитие и внедрение энергоэффективных и ресурсосберегающих технологий является одним из приоритетных направлений в «Концепции развития дорожно-транспортного комплекса Украины на период до 2020 года».

Перспективная система обслуживания и ремонта автотранспортных средств (АТС) по фактическому техническому состоянию предусматривает определение периодичности технических воздействий, остаточного ресурса, области его рационального расходования по суммарному расходу топлива АТС [2]. При прогнозировании остаточного ресурса двигателя по суммарному расходу топлива в качестве расчетного предусматривается фиксированный режим, при котором значения удельного расхода топлива минимальны: среднее эффективное давление равно $P_e = 0,5 \cdot P_{e_{max}}$, а скорость вращения коленчатого вала двигателя – $n = 0,6 \cdot n_{max}$ [3]. Известно, что расход топлива, а, следовательно, и ресурс АТС при движении в городских условиях достаточно сильно зависит от режимов движения, обусловленных как взаимодействием автомобилей в транспортном потоке, так и взаимодействием пересекающихся транспортных потоков. Процесс формирования расхода топлива автомобилей с дизелями, оснащенными всережимными регуляторами частоты вращения, при работе в городских условиях в значительной мере происходит вне указанной области, что должно учитываться при оценке ресурса [5].

Целью данного исследования является разработка методики оценки использования ресурса с учетом энергетических параметров фаз, составляющих движение автомобиля в стандартных и в заданных дорожно-транспортных условиях.

Основой для такой оценки вероятного изменения ресурса двигателя в эксплуатации являются зависимости, предполагающие теоретический ресурс T_T пропорциональным удельной работе [3,4,5]. С учетом этого величина коэффициента использования ресурса K_{up} :

$$K_{up} = \frac{T_n}{T_\phi} = \frac{L_n}{L_\phi} = \frac{G_{T\phi}}{G_{Tn}} \cdot \frac{V_n}{V_\phi} = \frac{Q_{s\phi}}{Q_{sn}} \quad (1)$$

где $G_{T\phi}$, V_ϕ , $Q_{s\phi}$ – среднее значение: часового расхода топлива, скорости движения и путевого расхода топлива, в конкретных условиях работы

автомобилей, соответственно;

G_{TH}, V_H, Q_{sn} – среднее значение: часового расхода топлива, скорости движения и путевого расхода топлива, в эталонных условиях работы автомобилей, соответственно.

Для определения расхода топлива в эталонных условиях движения для соответствующего вида АТС принимается расход в городском цикле, параметры движения для которого установлены соответствующим нормативным документом. Исходя из реальной картины формирования общего расхода топлива для целей оценки использования ресурса, предлагается модель расхода топлива, в которой общее количество израсходованного топлива есть сумма составляющих расходов в различных фазах процесса перемещения автомобиля [4]:

$$Q = Q_{XX} + Q_{TO} + Q_{TH} + \sum_{i=1}^{i=n} (Q_{yi} + Q_{Pzi}), \quad (2)$$

где Q_{XX} – расход при работе двигателя на холостом ходу в процессе остановок;

Q_{TO} – расход при последовательных разгонах на передачах до средней скорости движения после остановок автомобиля и последующих торможениях перед остановками;

Q_{TH} – расход при последовательных разгонах на передачах после остановок автомобиля и последующих замедлениях с выключенной передачей (накатах);

Q_{yi} – расход при установившемся движении на i -той передаче,;

Q_{Pzi} – расход при неустановившемся движении на i -той передаче при средней скорости.

Тогда после ряда преобразований коэффициент использования ресурса

$$K_{up} = \frac{1}{Q_{Sn}} (\delta N_O \cdot G_{TXX} \cdot t_{XX} + \delta S_{TO} \cdot Q_{STO} + \delta S_{TH} \cdot Q_{STH} + \delta S_Y \cdot Q_{SY} + \delta S_{P3} \cdot Q_{SP3}) \quad (3)$$

где δN_O – удельное количество остановок, m^{-1} ;

G_{TXX} – расход топлива на холостом ходу, $г/с$;

t_{XX} – средняя продолжительность одной остановки, $с$;

$\delta S_{TO}, Q_{STO}, \delta S_{TH}, Q_{STH}$ – доля пути и путевой расход топлива при движении в фазе «трогание-остановка торможением» и в фазе «трогание-остановка накатом» соответственно;

$\delta S_Y, Q_{SY}, \delta S_{P3}, Q_{SHY}$ – доля пути и путевой расход топлива при установившемся движении и при движении «разгон-замедление двигателем» соответственно.

Доля пути в фазах «трогание-остановка торможением» и «трогание – остановка накатом» определяются с учетом удельного количества остановок

$$\delta S_{TO} = \frac{S_{TO}}{S} = \frac{S_{TO}^1 \cdot N_O \cdot (1 - K_{ИН})}{S} = S_{TO}^1 \cdot \delta N_O \cdot (1 - K_{ИН}); \quad (4)$$

$$\delta S_{TH} = \frac{S_{TH}}{S} = \frac{S_{TH}^1 \cdot N_O \cdot K_{ИН}}{S} = S_{TH}^1 \cdot \delta N_O \cdot K_{ИН}, \quad (5)$$

где N_O – общее количество остановок на пути S ;

S_{TO}^1, S_{TH}^1 – путь одного цикла «разгон-остановка торможением» и «разгон-остановка накатом» соответственно, $м$;

$K_{ИН} = N_H/N_O$ – коэффициент использования наката.

В процессе оценки и моделирования установившегося движения используются зависимости классических экономических характеристик установившегося движения, применение которых не вызывает затруднений. Характеристики неустановившегося движения «трогание-остановка», «трогание-накат», «разгон-замедление двигателем» получают с использованием метода, изложенного в работе [6].

В качестве примера на рис. 1 приведен расчетный путевой расход топлива и его составляющие в условиях движения автомобиля МАЗ-5549 с номинальной

загрузкой (коэффициент суммарного сопротивления $\psi=0,02$, доля установившегося движения $\delta S_y = 40\%$, коэффициент использования наката $K_{ин}=0$).

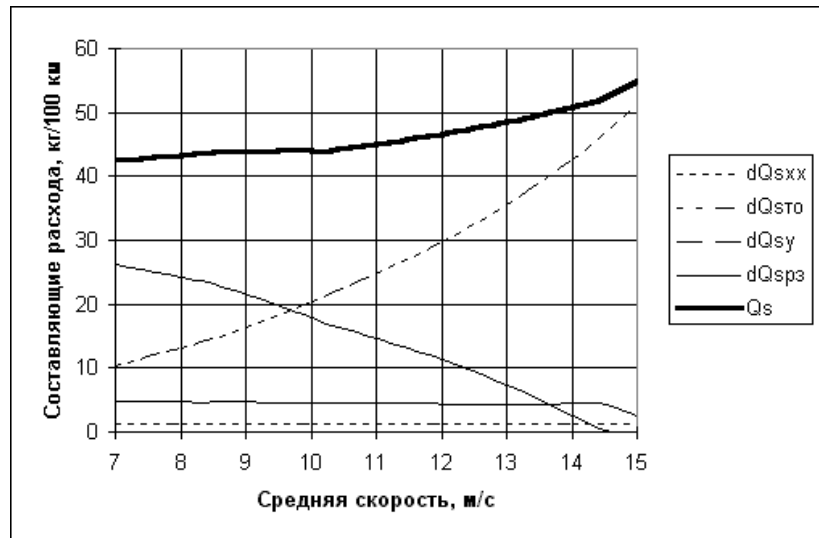


Рис. 1. Расход топлива и его составляющие при количестве остановок $dNo = 2 \text{ км}^{-1}$

На рис. 2 приведена зависимость коэффициента использования ресурса при указанных выше условиях в зависимости от количества остановок в интервале от $0,25$ до $2,00 \text{ км}^{-1}$.



Рис. 2. Коэффициент использования ресурса автомобиля МАЗ-5549

Затраты на эксплуатацию АТС зависят от многих факторов, в том числе от стратегии их обновления, системы обслуживания и ремонта и т.д. Детальный их анализ лежит вне рамок данного исследования. Рассмотрим изменение затрат, связанных с влиянием на ресурс режимов движения АТС.

С некоторыми допущениями можно принять удельные затраты на обновление АТС Суд, грн./км:

$$C_{y\partial} = \frac{1}{L_a} \left(C_a + \sum_{i=1}^n C_{кр.i} - C_o \right) \quad (6)$$

где L_a – пробег до списания АТС, км;

C_a – начальная стоимость АТС, грн;

$C_{кр.i}$ – стоимость i -го капитального ремонта агрегатов АТС, грн;

C_o – остаточная стоимость АТС, грн

Дополнительные затраты на капитальные ремонты агрегатов и обновление АТС, связанные с отклонением от стандартных режимов движения

$$\Delta C_{y\partial}^3 = C_{y\partial}^\phi - C_{y\partial}^n = \left(\frac{1}{L_a^\phi} - \frac{1}{L_a^n} \right) \cdot \left(C_a + \sum_{i=1}^n C_{кр.i} - C_o \right), \quad (7)$$

где $\Delta C_{y\partial}^3$ - дополнительные удельные затраты, грн/км;

$C_{y\partial}^\phi, C_{y\partial}^n$ - удельные затраты при движении АТС в реальных и эталонных условиях соответственно, грн/км;

L_a^ϕ, L_a^n - пробег до списания при движении АТС в реальных и эталонных условиях соответственно, км.

Подставляя $L^\phi = L^n / K_{up}$ из (1), окончательно получим

$$\Delta C_{y\partial}^3 = \frac{1}{L_a^n} \cdot (K_{up} - 1) \cdot \left(C_a + \sum_{i=1}^n C_{кр.i} - C_o \right).$$

(8)

Зависимости изменения затрат, связанных с влиянием на ресурс режимов движения, для автомобиля МАЗ-5549 при номинальной загрузке и при движении без груза приведены на рис. 3 и 4 (коэффициент сопротивления дороги – 0,02, доля установившегося движения $\delta S_y = 30\%$, коэффициент использования наката $K_{ин} = 0$, стоимость автомобиля – 80000 грн, норма пробега силового агрегата до КР – 320 тыс км, стоимость КР силового агрегата – 3800 грн, количество ремонтов до списания – 2, полнота восстановления ресурса – 0,8).

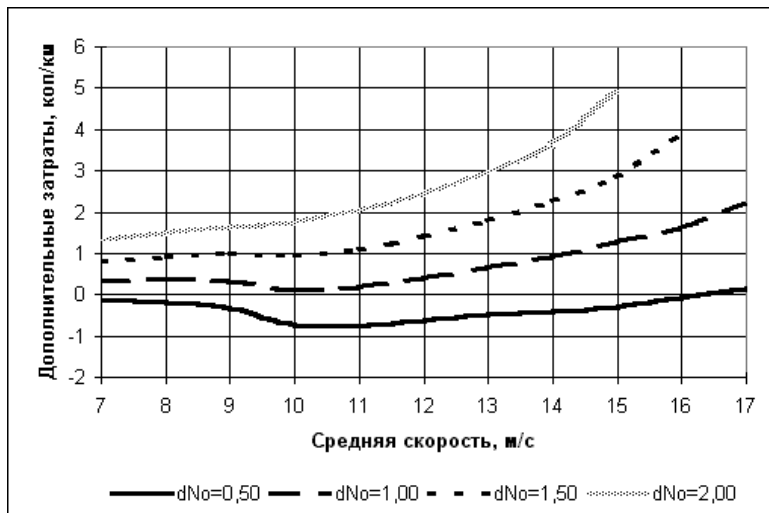


Рис.3. Дополнительные затраты, связанные с влиянием на ресурс режимов движения (номинальная загрузка)

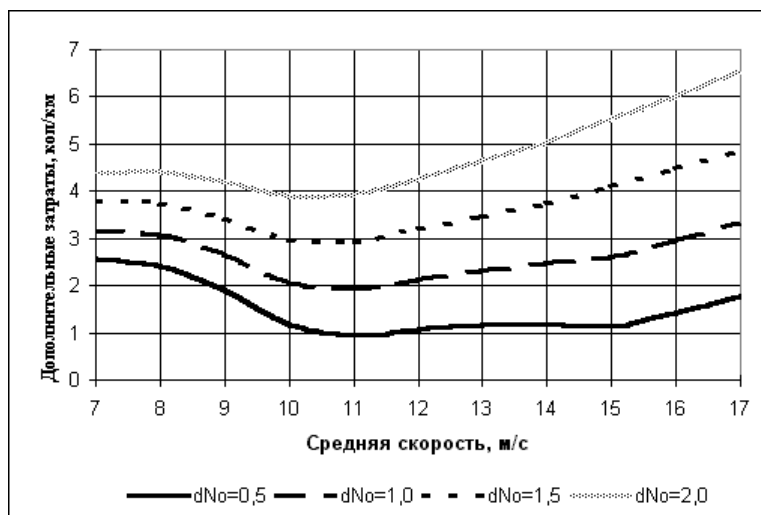


Рис.4. Дополнительные затраты, связанные с влиянием на ресурс режимов движения (движение без груза)

Вышеприведенная методика оценки затрат реализована в виде комплекса компьютерных программ для DOS и Windows, внедрена в трех автопредприятиях Донбасса.

Выводы. Предлагаемая методика позволяет оценить затраты, связанные с различным использованием ресурса в определенных дорожно-транспортных условиях, при изменении комплектации автомобиля, при изменении стиля вождения. Она может быть использована при формировании себестоимости и оперативном расчете тарифов на транспортные услуги.

Литература

1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). // В двух частях. Часть 1. Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с.
2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). // В двух частях. Часть 2. Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 219 с.
3. Бажинов А.В. Прогнозирование остаточного ресурса автомобильного двигателя. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 95 с.
4. Бажинов А.В., Савенко В.Н. Корректирование ресурса по расходу топлива с учетом особенностей режима движения дизельных автомобилей с всережимными регуляторами. – В кн.: Сб. науч. тр. национального горного ун-та №19, том 5, Днепропетровск: Национальный горный ун-т, 2004. – с. 10 - 17.
5. Бодров В.А. и др. Прогнозирование ресурса автомобильных двигателей в эксплуатации / Бодров В.А., Колосов Р.Е., Перцев А.В., Медведев Е.Г., Баранов Ю.А. – В кн.: Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр., Ярославль, 1976, с.113-117.
6. Савенко В.Н. К оценке неустановившегося движения дизельного автомобиля с использованием квазилинейных участков характеристики. – В кн.: Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. №7(77), частина 1, 2004, с.162-170.

Сердюк А.А., Савченко А.А, Савченко Б.А.

СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ МАССИВНЫХ ВЫСОКОЭЛАСТИЧНЫХ ШИН

Рассмотрена перспектива создания нового поколения безаварийных шин. Рассмотрено сопротивление качению массивной высокоэластичной шины с нулевым рисунком протектора на недеформируемой поверхности. Рис. 3, ил. 3.

За последний период времени значительно изменился парк подъёмно-транспортных машин (ПТМ) и специализированных автотранспортных средств (САС) с возросшими функциональными параметрами, которые позволяют их использовать в горнорудной, металлургической, транспортной и других отраслях. Немаловажное, а в большинстве случаев определяющее значение для безопасности, надёжности, эргономичности, эстетичности и экологичности колёсных ПТМ и САС имеет выбор шин.

Снижение затрат на энергетические средства за счёт снижения сопротивления качению, повышения производительности машин путём продления срока эксплуатации безаварийных шин. Для достижения поставленного вопроса рассматривается создание перспективных безаварийных массивных высокоэластичных (МВЭ) шин полостного типа.

Рассматривая перспективу создания нового поколения безаварийных шин, целесообразно исходить из условия их полноценной альтернативы традиционным пневматическим прототипам.

При близких габаритных параметрах и характере рисунка протектора предпочтение имеют массивные высоко эластичные шины полостного типа:

- по тягово-цепным показателям, что обусловлено возможностью плоского профиля беговой поверхности при более равномерном распределении контактной нагрузки;
- по окружной, боковой и радиальной жесткости, обеспечивающее в контакте с поверхностью качения минимальное проскальзывание элементов рисунка протектора при максимальной управляемости;
- по ресурсу, обусловленному не только в связи со способностью продолжать перемещение независимо от механического повреждения, но и в связи с возможностью более широко варьировать высоту и исполнение рисунка протектора;
- по демпфированию, которое вне зависимости от полученных механических повреждений, остаётся неизменным на протяжении всего периода эксплуатации [1].

В горнорудной промышленности при транспортировании горной массы автотранспортом используются массивные высоко эластичные шины (МВЭ) с низким коэффициентом насыщения рисунка протектора 0,45 – 0,5.

При выполнении тяговых расчётов откатки специальных автотранспортных средств (САС) важной характеристикой является сопротивление движению САС. Определены зависимости сопротивления движению и скорости движения транспортного средства при различных нагрузках на ось колёсной пары[2].

При теоретической оценке сопротивления движению предполагали, что в процессе качения массивной высокоэластичной шины сопротивление возникает в основном из-за потерь, связанных с диссипацией энергии при деформировании шины, так как они значительно больше затраченных на трение в зоне контакта шины с недеформируемой поверхностью [1].

Рассмотрение сопротивления качению массивной высокоэластичной шины с нулевым рисунком протектора на недеформируемой поверхности с целью повышения производительности автотранспортного средства и снижения энергетических затрат.

В зависимости от типа состояния опорной поверхности, эластичности шины и режима качения колеса изменяется доля различных составляющих потерь. При качении ведомого колеса по асфальто - или цементобетонной дороге 90...95% общих потерь составляют гистерезисные потери, 3..5% - потери на трение шины об опорную поверхность, 2...3% - потери на деформации опорной поверхности[2]. Приведенные доли распределения потерь характерны как для пневматических шин, так и для массивных высокоэластичных шин. Последними двумя видами потерь пренебрегаем. Удельная энергия деформирования МВЭ шины вычисляется по формуле:

$$W = \int_0^t \sigma(t) d\varepsilon(t) \quad (1)$$

где t – время нагружения, с;

$\sigma(t)$ - и $\varepsilon(t)$ - тензоры напряжений и деформаций.

Учитывая деформацию шины, рассматриваем действие сил на шину в трёхмерном пространстве.

Считаем, что резина, из которой выполнена шина, подчиняется линейному закону деформирования, описываемому в интегральной теории вязкоупругости с применением ядер релаксации и последействия[3]. Следовательно, можно записать:

$$W = E_0 (\varepsilon_{cy}^2 + \varepsilon_{cx}^2 + \varepsilon_{cz}^2) + ((\varepsilon_{z\varphi}^2 + \varepsilon_{y\varphi}^2 + \varepsilon_{x\varphi}^2) / 3) \psi \quad (2)$$

где E_0 – мгновенный модуль упругости материала шины, Н/м²;

$\varepsilon_{cy}, \varepsilon_{cx}, \varepsilon_{cz}, \varepsilon_{z\varphi}, \varepsilon_{y\varphi}, \varepsilon_{x\varphi}$ - максимальные радиальные и сдвиговые компоненты тензоров деформаций относительно осей;

ψ – коэффициент диссипации.

Тогда уравнение баланса энергии, связывающее работу сил сопротивления качению колеса и энергию диссипации, представим так:

$$-F_c L + WV = 0, \quad (3)$$

где F_c – сила сопротивления качению, Н;

V – объём деформированного материала при качении, м³;

L – путь, пройденный центром колеса при качении, м.

Из выражений (3) и (2) получаем значение силы сопротивления качению:

$$F_c = E_0 ((\varepsilon_{cx}^2 + \varepsilon_{cy}^2 + \varepsilon_{cz}^2) + (\varepsilon_{y\varphi}^2 + \varepsilon_{x\varphi}^2 + \varepsilon_{z\varphi}^2 / 3)) \psi a h b \quad (4)$$

где a – ширина пятна контакта, м;

h – высота протектора, м;

b – длина пятна контакта, м.

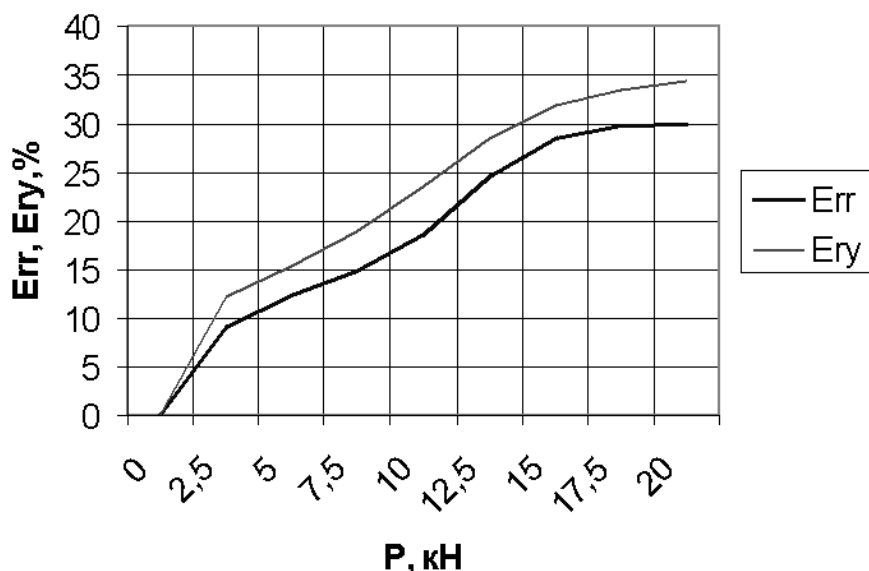


Рис. 1. Зависимость максимальных деформаций сжатия E_{rr} и сдвига E_{ry} слоя протектора массивной высокоэластичной шины от вертикальной нагрузки P на колесо

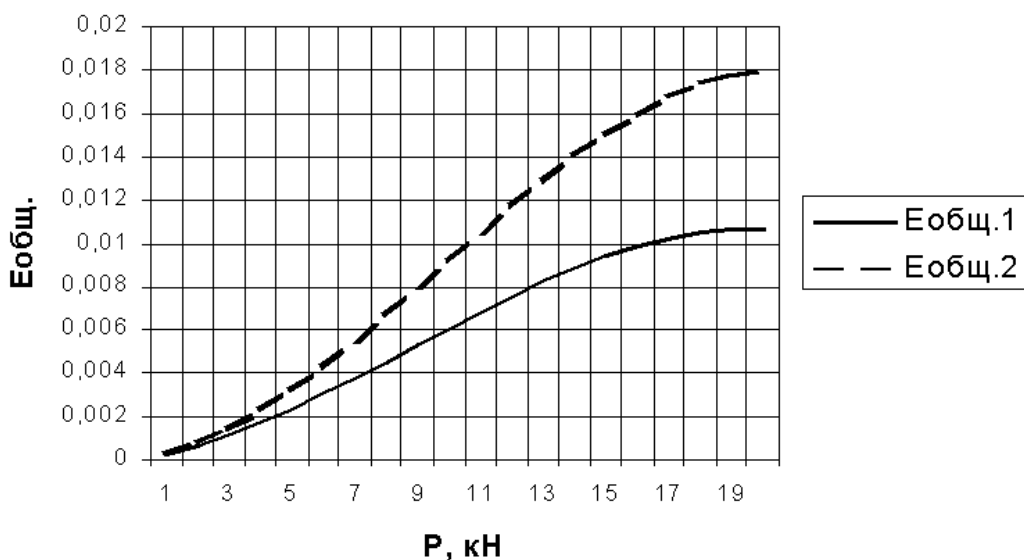


Рис. 2. Зависимость общей деформации массивной высокоэластичной шины $E_{общ}$ от вертикальной нагрузки на колесо в тяговом режиме $E_{общ.1}$ и режиме выбега $E_{общ.2}$

Как видно из формулы (4), сила сопротивления качению МВЭ шины зависит от величины максимальных деформаций сжатия и сдвига в слое протектора, а также от коэффициента диссипации и модуля упругости материала протектора, ширины пятна контакта и толщины слоя протектора.

Коэффициент сопротивления качению для массивных высоко эластичных шин возрастает при увеличении тягового усилия, так как это связано с ростом деформации сдвига материала в слое протектора. На рис.1 приведена зависимость максимальных деформаций сжатия и сдвига от вертикальной нагрузки P на колесо

при реализации коэффициента сцепления $\psi_1 = 0,85$ для шины 17,5 – 25 MVE радиусом 0,675 м, высотой протектора 0,085 м. По данным рис.1 и формулы (4) построены зависимости (рис.3) коэффициента сопротивления качению $f = F_c/P$ от вертикальной нагрузки P на ось в режиме выбега (кривая 1) и в тяговом режиме (кривая 2). Интервал изменения допустимой нагрузки на колесо на графиках 5-20 кН. Зависимость коэффициентов сопротивления качению от нагрузки носит нелинейный характер; в тяговом режиме их значения больше, чем в режиме выбега, что объясняется различным напряжённо-деформированным состоянием протектора.

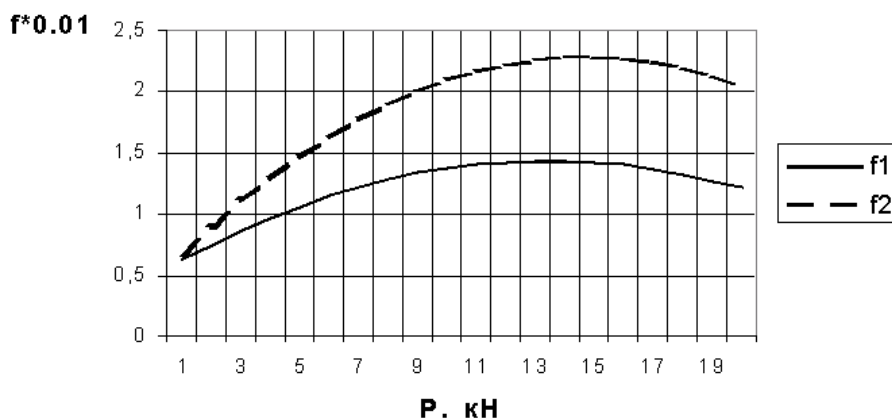


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления качению f от вертикальной нагрузки P на колесо

В результате экспериментов были получены значения вертикальной нагрузки на колесо P и коэффициента сопротивления качению f . Полученные данные были обработаны методом наименьших квадратов, что позволило получить аппроксимирующие полиномы, описывающие зависимость величин коэффициента сопротивления качению f от вертикальной нагрузки на колесо P в режиме выбега $f_1(P)$ и в тяговом режиме $f_2(P)$: $f_1 = -0,0086P^2 + 0,253P + 0,424$,
 $f_2 = -0,0052P^2 + 0,14P + 0,492$

Выводы. Полученные результаты показывают, что коэффициент сопротивления качению f в тяговом режиме увеличивается на 30 – 35%, в интервале допустимой нагрузки на колесо с 15 до 20 кН. Используя полученные полиномы, можно определить коэффициент сопротивления качению f в зависимости от нагрузки на колесо в интервале 5 – 20 кН.

Литература

1. Безаварийные шины подъемно-транспортных машин / В.А.Тютин, В.В.Вербас, А.П.Науменко, А.Г.Смирнов, - Днепропетровск: УкО ИМА. Пресс, 2000.-182с.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989.-230с.
3. Мишин В.В., Сердюк А.А., Бодров Ю.А. Сопротивление качению футерованного колеса шахтного локомотива // Уголь Украины – 1989. -№9.-С.26-27.

Біліченко В.В., Смирнов Є.В.

ТЕХНІЧНИЙ РОЗВИТОК ВИРОБНИЦТВА НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ

Розглядається технічний розвиток виробництва підприємств автомобільного транспорту як один із шляхів підвищення ефективності їх роботи та конкурентоспроможності. Рис.1, дж. 3.

Перехід України до ринкової економіки зумовив зміну багатьох умов функціонування більшості підприємств, в тому числі й підприємств автомобільного транспорту. Це призводить до того, що на сьогоднішній день автотранспортні підприємства працюють у складних економічних умовах і більшість з них не в може отримати принаймні мінімальний прибуток.

Вирішення проблеми підвищення ефективності функціонування автотранспортних підприємств в сучасних економічних умовах - пріоритетне завдання. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є технічний розвиток виробництва.

Основним напрямком технічного розвитку виробництва на автомобільному транспорті є оновлення активної частини основних виробничих фондів підприємств, тобто рухомого складу, збільшення номенклатури послуг, що надаються, вдосконалення структури управління підприємством, яка відповідає потребам ринкової економіки.

На сучасному етапі при постійному підвищенні ступеня інтенсифікації виробництва та вимог до надання послуг дуже велика увага приділяється стану рухомого складу. Однак рухомий склад більшості підприємств автомобільного транспорту не може забезпечити необхідні вартісні і якісні показники своєї діяльності, які б дозволили витримати конкуренцію відносно нових та сучасних транспортних засобів.

Більшість наукових робіт з технічного розвитку виробництва спрямовані на вивчення промислових підприємств, а отже не враховують специфіки галузі автомобільного транспорту [1, 2]. Ці роботи вивчають проблеми техніко-технологічного оновлення виробництва промислових підприємств, залучення додаткових інвестицій та управління проектами технічного розвитку. Проблеми оновлення рухомого складу підприємств автомобільного присвячені роботи ряду відомих українських та іноземних вчених. Так, в роботі [3] вивчається проблема інвестиційної діяльності автотранспортних підприємств при оновленні рухомого складу. Ця робота враховує багато факторів сучасної економічної ситуації, однак не приділяє уваги технічним аспектам розвитку виробництва.

Отже, відсутність ґрунтовних наукових праць, присвячених проблемі технічного розвитку виробництва підприємств автомобільного транспорту, які відповідали б сучасним економічним умовам, об'єктивно вимагає розв'язання значної кількості науково-методичних, організаційних, економічних та фінансових завдань, пов'язаних з технічним розвитком виробництва, організаційної структури та управління підприємств.

Процес технічного розвитку виробництва вимагає розробки стратегій технічного розвитку виробництва та механізмів їх впровадження. Вибір стратегій технічного розвитку виконується на основі алгоритму, зображеному на рис. 1.

В блоці 1 виконується введення вхідних даних за проектами технічного розвитку виробництва, а також дані, що характеризують стан виробництва та ринкового середовища.

В блоці 2 задаються вихідні дані для моделювання по кожному проекту

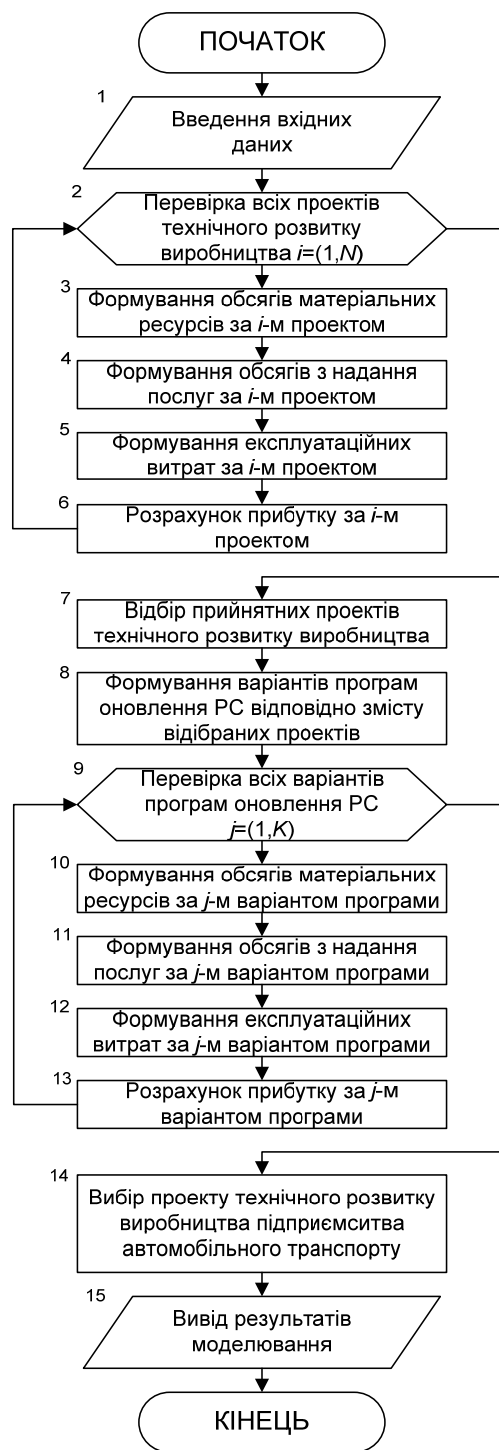


Рис. 1. Алгоритм моделювання технічного розвитку виробництва підприємств автомобільного транспорту

технічного розвитку виробництва та виконується перевірка моделювання всіх проектів.

В блоках 3–6 виконується моделювання проектів технічного розвитку виробництва. Так в блоці 3 відбувається формування обсягів матеріальних ресурсів, необхідних для реалізації *i*-го проекту. В блоці 4 моделюється діяльність підприємства з надання та розраховуються обсяги перевезень. В блоці 5 визначаються експлуатаційні витрати при впровадженні цього проекту, і в блоці 6 відбувається розрахунок прибутку підприємства від впровадження *i*-го проекту.

Після того, як будуть змодельовані всі проекти, відбувається відбір найбільш прийнятних проектів технічного розвитку виробництва (блок 7). Відбір прибуткових проектів відбувається на основі забезпечення підприємству автомобільного транспорту платоспроможності та прийняттого рівня ризику як з точки зору терміну їх окупності, так і міри мінливості очікуваних від них грошових потоків.

На основі термінів та змісту реалізації відібраних проектів відбувається формування варіантів програм оновлення рухомого складу (блок 8).

В блоці 9 задаються вихідні данні для моделювання варіантів програм оновлення рухомого складу та виконується перевірка моделювання всіх варіантів.

Моделювання програм оновлення рухомого складу відбувається в блоках 10–13. Розрахунки обсягів матеріальних ресурсів, обсягів надання послуг, експлуатаційних витрат та прибутку відбуваються аналогічно до розрахунків в блоках 3–6 з тією різницею, що моделювання виконується в розрізі марок рухомого складу з додатковим урахуванням варіанта програми оновлення рухомого складу.

Після моделювання всіх варіантів програм оновлення рухомого складу відбувається вибір найбільш ефективного проекту технічного розвитку виробництва (блок 14). Критерієм ефективності вибору найбільш ефективного проекту приймається максимальне значення прибутку при допустимих рівнях ризику та платоспроможності підприємства.

В блоці 15 відбувається вивід результатів моделювання.

Після того, як буде вирішена проблема вибору проекту технічного розвитку виробництва, виникає необхідність розробки раціонального варіанту реалізації вибраного проекту.

Під раціональним варіантом реалізації слід розуміти найбільш ефективний план впровадження проекту, який передбачає врахування на кожному кроці часового простору реалізації проекту взаємозв'язку між формуванням джерел інвестованих матеріальних ресурсів та прибутковістю та безпечністю реалізації чергового елемента проекту.

Висновки. В роботі запропоновано алгоритм вибору найбільш ефективного проекту технічного розвитку виробництва на автомобільному транспорті. Цей алгоритм дозволяє змодельовати варіанти оновлення рухомого складу та виконати вибір найбільш ефективного, що дозволить підприємству автомобільного транспорту підвищити прибутковість, задоволення потреб в транспортних послугах та конкурентоспроможність.

Література

1. Радованов Сергій Віталійович. Управління техніко-технологічним оновленням промислового підприємства в умовах перехідної економіки: Автореф. дис... канд. екон. наук: 08.06.02 / Інститут регіональних досліджень НАН України – Л., 2001. – 24с.
2. Моделювання розвитку виробництва з урахуванням залучення додаткових інвестицій: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.13.22 / М.С. Мазорчук / Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є.Жуковського "Харк. авіац. ін-т". — Х., 2003. — 20 с.: рис. — укр.
3. Бондар Наталія Миколаївна. Методика вибору ефективного варіанту оновлення парку рухомого складу АТП (на прикладі акціонерного підприємства автомобільного транспорту): Автореф. дис... канд. екон. наук: 08.07.04 / Київський міжнародний ун-т цивільної авіації. — К., 1997. — 23с.

Божидарник В.В., Гусев А.П.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ МОДУЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ГАРАЖНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Приведена классификация работ по техническому обслуживанию и ремонту подвижного состава автотранспортных предприятий. Рассмотрена последовательность формирования конструкций гаражного оборудования на основе модульного принципа. Рис. 2, ист. 1.

Современная тенденция развития технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей характеризуется смещением выполняемых работ на мелкие частные мастерские. Потребность в быстром и качественном ТО и ремонте диктуется условиями рынка с одной стороны, дифференциацией автотранспортных предприятий (АТП) с другой. На сегодняшний день в Украине и за ее пределами, особенно в странах с маневренными автотранспортными производствами, которые оказывали ремонтные услуги на уровне массового производства, резко снизились, а в некоторых странах полностью прекратились. Это в значительной степени объясняется сменой собственников производства и унификацией отдельных агрегатов и сборочных единиц автомобилей. Так, в Украине, на сегодняшний день, из общего количества автомобилей, находящихся в эксплуатации, в руках государства осталась только одна треть. Аналогичная картина складывается не только в автомобилеремонтной отрасли и не только в Украине. Такая тенденция к раздробленности средств производства требует коренной перестройки всех отраслей промышленности, которые занимаются ТО и ремонтом подвижного состава. Проблемы ТО и ремонта автомобилей особой остроты набрали в агропромышленном комплексе на автотранспортных предприятиях в строительстве и оборонных соединениях. Резкое сокращение заводов и предприятий по ремонту деталей, агрегатов, аккумуляторов, шин, сборочных единиц и т.д. привело к списанию наибольшей части машин, которые находились в эксплуатации различных отраслей промышленности постсоветского пространства.

Как известно, качество и своевременность проведения работ по ТО и ремонту автомобилей в основном зависит от квалификации ремонтников, наличия и возможностей гаражного оборудования. Отличительной особенностью предприятий и их подразделений, проводящих ТО и ремонт подвижного состава, является низкий коэффициент загрузки гаражного оборудования и незначительный уровень механизации труда. Это объясняется рядом причин, основа которых – тип производства. Во - первых, ремонтное предприятие или подразделение АТП, как правило, относятся к единичному производству. Выпуск и конструирование гаражного оборудования был и остается проблемой, как для эксплуатационников подвижного состава, так и для ремонтного персонала. Во - вторых, гаражное оборудование конструируется разрозненно и в большинстве случаев, под определенное ремонтное подразделение, в котором выполняется конкретная технологическая операция.

Под ремонтным подразделением условимся понимать ремонтные зоны и отделения автотранспортных предприятий, базы и станции технического обслуживания, ремонтно-механические заводы, цеха и т.п.

В - третьих, подвижный состав АТП несвоевременно выводится в ТО и ремонт, а ремонтные работы зачастую проводятся с сокращением срока по настоянию эксплуатационников.

В - четвертых, ремонтное подразделение с экономической точки зрения не

может иметь всю гамму ремонтного оборудования по причине малой трудоемкости ремонтно-осмотровых и дефектовочных работ подвижного состава.

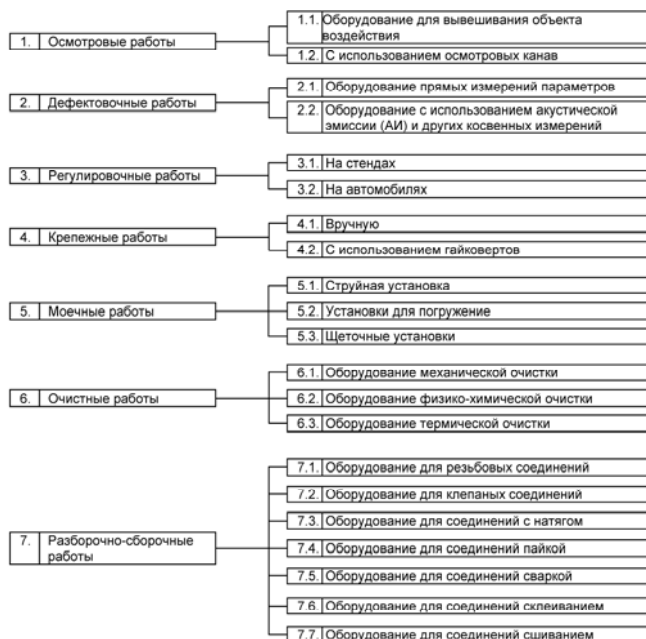
В - пятых, количество технологических ремонтных операций, разнообразие ремонтируемых объектов настолько велико, что решить проблему обеспечения гаражным оборудованием, спроектированным и сконструированным традиционным способом, невозможно.

Низкий коэффициент загрузки гаражного оборудования подразделений АТП и вывод подвижного состава с эксплуатации ухудшает технико-экономические показатели предприятий и формирует негативное отношение к себе со стороны руководства. В этой связи представляется целесообразным рассмотреть перечень задач направленных на решение выше названных причин низкого коэффициента загрузки гаражного оборудования, уровня механизированного труда.

Повышение эффективности использования гаражного оборудования, по нашему мнению, необходимо решать на уровне проектирования, конструирования, а не эксплуатации гаражного оборудования. Повышение коэффициента загрузки гаражного оборудования и уровня механизации труда, как цели нашей работы, в основном не зависит от организационных мероприятий и особых проблем не вызывает.

В этой связи рассмотрим достижение поставленной цели на этапе выполнения проектно-конструкторских работ по конструированию гаражного оборудования. Как известно, проектирование машин и механизмов начинается с анализа структуры технологических операций, для которых проектируется объект. В тоже время перечень работ по ТО и ремонту в технологических операциях разнообразен и специфичен для каждого ремонтного подразделения.

Существующий уровень унификации гаражного оборудования и его составных частей минимален, а его повышение и доведение до стандартизации обычными методами проблематично. Кроме того для выявления связей между технологическими операциями и используемым при ТО и ремонте оборудованием необходимо произвести их классификацию(рис.1.).



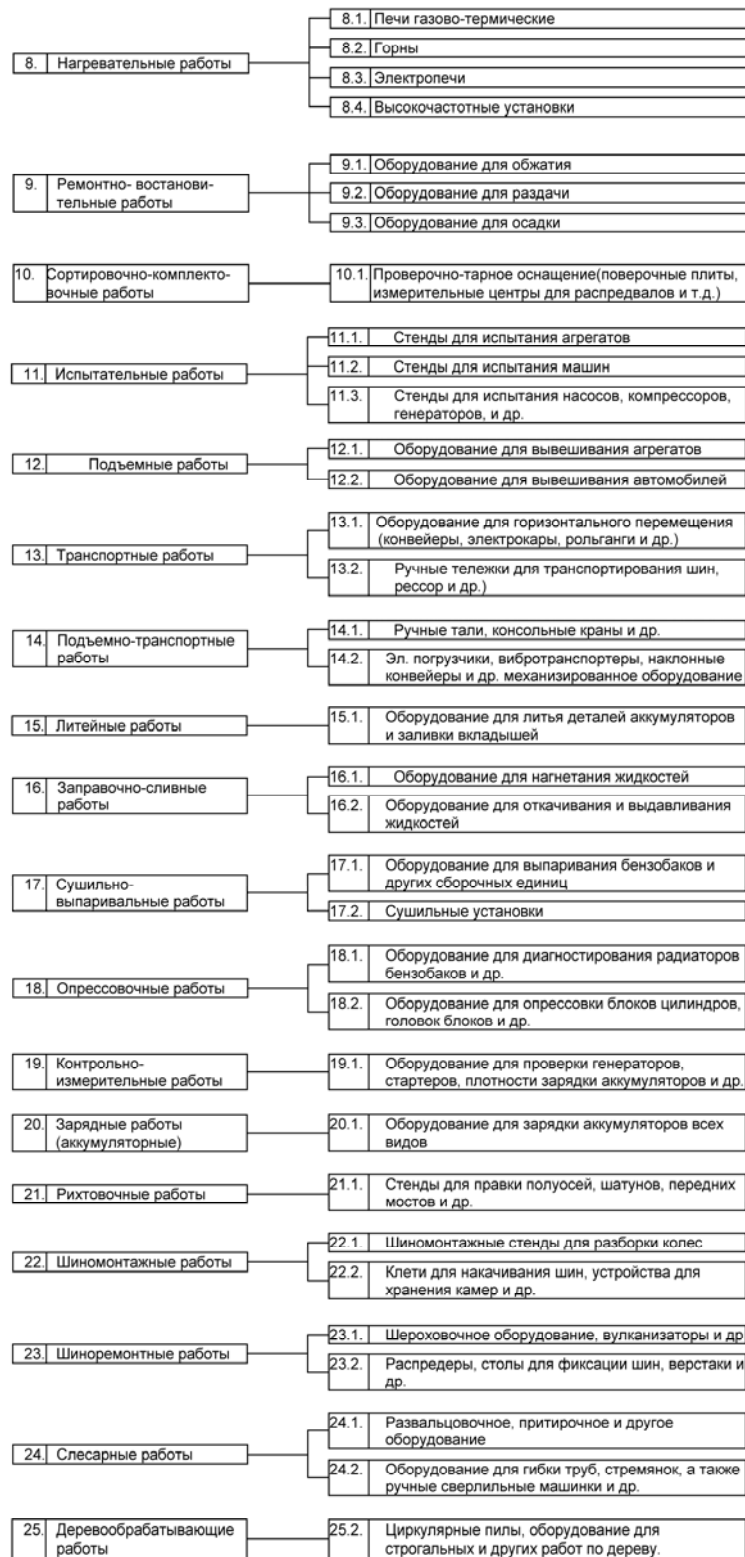


Рис. 1. Схема связей выполняемых работ с используемым гаражным оборудованием

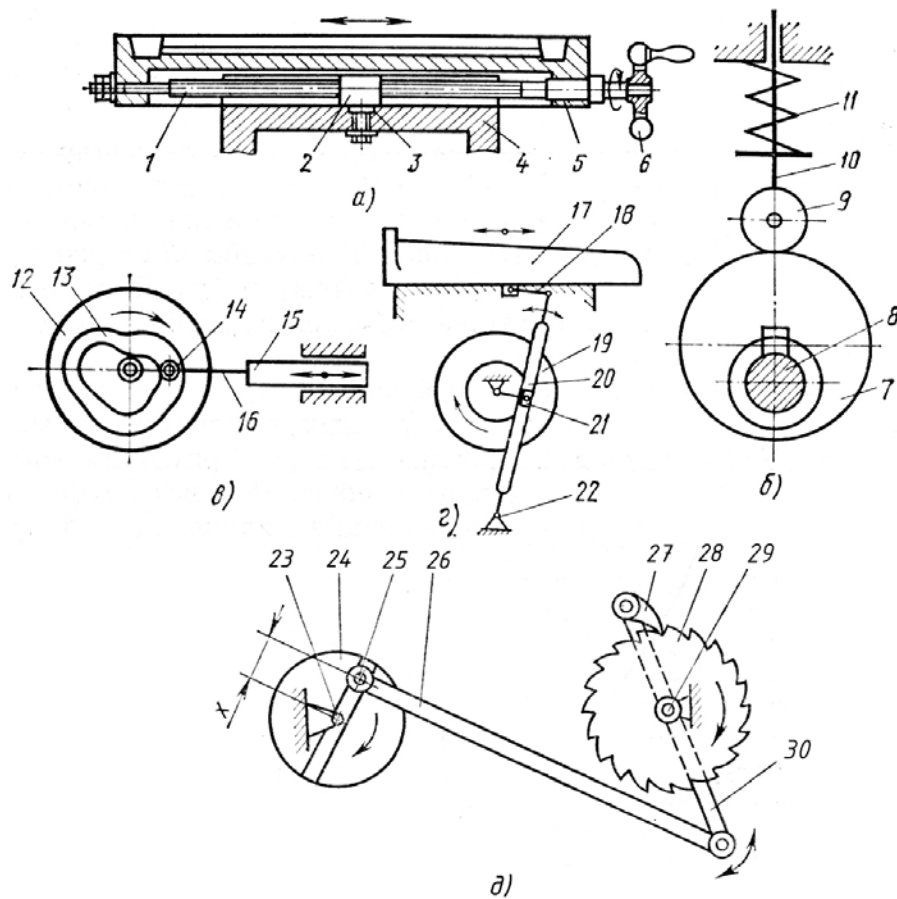


Рис.2. Блок модулей преобразования движений:

а –винтовой, б –эксцентриковый, в – кулачковый, г – кулисный, д – храповой;
 1, 3 – ходовой и крепежные винты, 2 – гайка, 4 – салазки, 5 – стол, 6 – рукоятка, 7 – эксцентрик, 8 – вал, 9, 14 – ролики, 10, 16 – стержни, 11 – пружина, 12 – кулачок, 13 – канавка, 15, 17 – ползуны, 18 – серьга, 19 – кулисная шестерня, 20 – кулиса, 21 – кулисный камень, 22 – шарнирное соединение, 23, 25, 29 – оси, 24 – диск, 26, 30 – рычаги, 27 – собачка, 28 – храповик.

Выводы. Разработка конструкций гаражного оборудования по модульному принципу позволяет иметь в ремонтном подразделении минимальное количество блоков, которые состоят из унифицированных модулей. С этих блоков набирается конкретная конструкция гаражного оборудования. Метод замещения гаражного оборудования в АТП и ремонтных подразделениях множеством блоков из унифицированных модулей позволяет:

- повысить коэффициент загрузки гаражного оборудования;
- снизить уровень ручного труда при выполнении работ по ТО и ремонту;
- уменьшить затраты на содержание гаражного оборудования, то есть сократить расходы на амортизацию.

Список литературы

1. Базров Б. М. Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с, ил.

Комов П.Б., Волков В.В.

**ПРОБЛЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ
ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ
В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВОВАНИЯ**

Изложены задачи технической эксплуатации автомобилей в условиях предпринимательской деятельности. Основная задача - создание теории организационного проектирования предпринимательских систем качества. Исходная концептуальная основа теории – Закон развития социальной организации. Рис. 2, ист. 11.

Автомобильный транспорт (АТ) является частью транспортного комплекса страны и, в свою очередь, состоит из трёх основных подсистем: управления, коммерческой эксплуатации (КЭ), технической эксплуатации (ТЭ) [1]. Каждая подсистема имеет свои задачи, а эффективность их решения во многом определяется организацией подсистем. Считают, что «организация» отвечает на вопрос, чем управлять, а «управление» - зачем и как воздействовать на объект. Понимание организации - первично, оно создаёт основу для изучения управления [2].

Как отмечает проф. Е.С.Кузнецов, ссылаясь на информацию ООН по промышленному развитию (ONUDI), внешний эффект от вложений в рациональную организацию поддержания и обеспечения работоспособности изделий в 15...16 раз выше, чем внутренний эффект в самой этой системе. В среднем на единицу дополнительных вложений в систему технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) экономия в сфере эксплуатации составляет 4,4...4,6 ед. [1].

Согласно исследованиям проф. Н.Я.Говорущенко, одним из важных факторов, определяющих действенность управления, является эффективная организация выработки хозяйственных решений [3].

Распад производственно-хозяйственных связей модели «социалистического рынка» привёл к современной ситуации. Сегодня «вход» и «выход» народнохозяйственных (отраслевых) предприятий оказался парализованным. Радикальное «средство» устранения «паралича», по мнению многих учёных, состоит в целенаправленной логистизации всей современной предпринимательской экономики [4,5].

Если касаться организационных форм предпринимательской деятельности, то основными среди них являются:

- создание новых предприятий производственно-коммерческого содержания деятельности;
- объединение или согласование деятельности существующих предприятий, ранее не связанных друг с другом (создание, таким образом, логистических цепей);
- акт предпринимательства в рамках уже существующего предприятия (например, перевод бывших государственных предприятий в режим производственно-коммерческой деятельности) [5].

Всё это ставит актуальные проблемы перед теорией и методологией как логистики в целом, так и ТЭ, в частности. Здесь сферой приложения (исследований, изысканий, разработок) современной теории должна являться производственно-коммерческая, а в широком смысле - предпринимательская деятельность.

Необходимость создания соответствующей теории возникает потому, что сегодня факты (например, статистические зависимости) сами о себе не говорят. Инфляционный рост цен (в том числе тарифов на услуги ТО и Р), снижение объёмов перевозок совместимы с различными гипотезами, а аргументированное объяснение действительности требует наличие теории.

Теория – это построение, которое описывает функционирование и взаимосвязи различных сторон некоего явления [5].

Предпринимательство - абсолютно новое явление для ТЭ. На АТ его однозначно определяет статья №26 Закона Украины “Про автомобільний транспорт” от 05.04.2002 г., где указано: “Виконавцем технічного обслуговування і ремонту є суб`єкт підприємницької діяльності, ...”. Считают, что эффективность предпринимательства характеризуется лишь прибылью и затратами на её получение, а также некоторыми другими, прежде всего, экономическими параметрами. Для ТЭ это упрощённое толкование предпринимательства. Здесь предпринимательство интересно с точки зрения его структуры, механизма, последовательности и содержания динамических процедур реализации его целей.

Однако сегодня нет самой теории предпринимательства. В рамках практически всех направлений западной экономической мысли в той или иной степени делались попытки к её созданию. В результате трудами ряда исследователей разработаны основные элементы теоретических основ предпринимательства. Тем не менее, несмотря на заметные методологические разработки теоретических исследований представителей различных экономических школ, так и не было создано общепринятой обобщённой модели предпринимательства [5].

В теории организации исторически сложилось два направления развития исследований: европейское; американское. Направление первое – «от макроорганизации к микрообществу». Здесь не существует отвлечённого теоретизирования, все разработки велись и ведутся под развитие конкретных производств. Направление второе – ориентация эмпирическая, т.е. ориентация на анализ выполнения разных работ с последующим их теоретическим обобщением [6].

Выдающийся российский учёный А.А. Богданов отмечал, что весь опыт науки убеждает нас в том, что возможность и вероятность решения задач возрастает при их постановке в обобщённой форме. Обобщение есть упрощение, и вопрос в целом состоит в универсально-обобщённой постановке задачи исследования. Обобщённо-осознанная постановка даёт обобщённо-сознательный подход к задачам, а это первый этап выработки всеобщих методов решения [5].

Основной «классической» задачей подсистемы ТЭ является своевременное обеспечение транспортного процесса работоспособным подвижным составом нужной номенклатуры при оптимальных трудовых и материальных затратах. При этом автомобильная промышленность поставляет подвижной состав, а ТЭ обеспечивает его работоспособность. На долю КЭ остаётся реализация этой возможности и получение конечного результата, обеспечивающего компенсацию отраслевых затрат на перевозки и получение необходимой прибыли, используемой для расширения объёма и качества транспортных услуг [1].

В обобщённой форме «классическую задачу» целесообразно представить как взаимосвязь товара и услуги (рис.1 [7]), которая в современных условиях должна отражать комплексную систему всеобщего менеджмента качества (TQM).

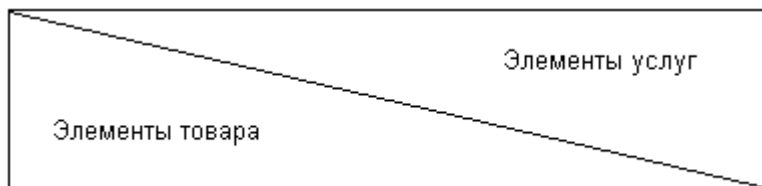


Рис. 1. Взаимосвязь товара и услуги

Система TQM пришла на смену всеобщему управлению качеством (TQC). Если TQC - управление качеством с целью выполнения установленных (фиксиро-

ванных) требований, то TQM – ещё и управление целями и самими требованиями. Основная идеология TQM базируется на принципе – улучшению нет предела. Главная целевая установка систем качества определена стандартами ИСО серии 9000 в новейшей версии 2000г. – обеспечение качества продукции, требуемого заказчиком, и предоставление ему доказательств в способности предприятия сделать это [7].

В Украине внимание к управлению качеством постоянно возрастает. Особенно остро проблема встаёт в свете предстоящего вступления страны в члены Всемирной Торговой Организации. В этой связи украинским фирмам предстоит как можно быстрее проектировать и внедрять на предприятиях всех форм собственности системы качества, в том числе соответствующие стандартам серии ИСО 9000.

В абсолютно новых для ТЭ условиях хозяйствования главенствующей следует признать задачу организационного проектирования систем. Учитывая принцип TQM – обеспечение надёжности функционирования и высокого качества работы каждого элемента логистической системы для обеспечения общего качества товаров и сервиса, поставляемых конечным потребителям, организационная задача состоит в проектировании систем, обеспечивающих своевременное и безотказное функционирование элементов с учётом уровня безошибочности управления.

Как отмечает проф. Б.З.Мильнер: «Научно обоснованное формирование организационных структур управления – актуальная задача современного этапа адаптации хозяйствующих субъектов к рыночной экономике. В новых условиях хозяйствования необходимо широко использовать принципы и методы проектирования организации управления на основе системного подхода [2].

Речь идёт об использовании специально разработанных и заимствованных из других науковедческих дисциплин методов научно обоснованного подхода к оптимизирующему решению проблем и задач, актуализируемых в предпринимательской сфере любого уровня хозяйственно-экономической деятельности. Это создание моделей: макрологистики (глобальные проблемы управления материальным и информационным потоками); мезологистики (интеграция в одну систему нескольких фирм одной отрасли, или фирмы, образующие международные системы транснациональных компаний, и др.); микрологистики (локальные проблемы ситуационного управления потоками на внутрифирменном уровне) [5].

Важнейшей общесодержательной стороной всех отмеченных выше исследований, изысканий и разработок являются синтез и анализ объектов производственно-коммерческой деятельности в форме логистических систем, что требует соответствующей методологии.

Методология – учение о структуре, логической организации, методах и средствах деятельности. Наиболее важными точками приложения методологии являются постановка проблемы, построение научных основ синтеза и анализа логистических систем и цепей. Выявить проблему – это значит определить цель и указать то различие, которое должно быть ликвидировано. Решение проблемы состоит в ликвидации существующего различия между фактическим и требуемым положением дел, определяемым целью [5].

Для решения слабоструктурированных логистических проблем предпринимательства, где состав элементов и взаимосвязей установлен только частично, предназначен системный анализ. Проблемы предпринимательства – это задачи, возникающие в ситуациях, характеризуемых наличием фактора неопределённости и содержащие неформализуемые элементы, неперебиваемые на язык математики.

Возникает необходимость объединить в одной системе научно-теоретические представления и решения, получаемые интуитивно-практическим

путём в условиях принципиальной неполноты и неопределённости информации об объектах предпринимательской деятельности. Для этого целесообразно воспользоваться развёрнутым вариантом «общей теории систем», сформулированным учёным Л.Берталанфи. Основная задача его концепции в том, чтобы, опираясь на понимание системы, найти совокупность законов, объясняющих поведение, функционирование и развитие систем разных классов [5].

Следует учесть, что основными компонентами любой теории являются:

- аппарат понятийный и исходная эмпирическая (фактографическая) основа;
- основа исходная концептуальная (первичные допущения, постулаты, аксиомы, ограничения, общие законы, идеализирующие объект);
- правила логического вывода и доказательства;
- совокупность выведенных в теории утверждений с их доказательствами [5].

Строго говоря, теория – это комплекс взглядов, представлений, идей, направленных на истолкование и объяснение какого-либо явления, процесса. Организационное проектирование как процесс – это упорядочение организационно-структурных характеристик системы для достижения или улучшения их эффективности, адаптации и результативности [8].

Все процессы совершенствования каждого конкретного способа удовлетворения человеческой потребности происходят в соответствии с закономерностью идентифицируемой в математике функцией, графически интерпретируемой сигмоидальной (S – образной) кривой. Она отражает бесконечный процесс совершенствования всех видов человеческой деятельности и создаваемых ими систем. На научном языке (и не только на языке математики) всякие совершенствования именуется оптимизацией [5].

Процесс последовательной оптимизации одной конкретной системы может быть изображён некоторой траекторией S , которая называется «логистической». Это также обобщённая закономерность развития бизнеса. Кривая предложена американским учёным Джем Форрестером в качестве модели развития сложных систем. S - функция широко используется в системах управления качеством [1,9,10].

Как отмечает проф. А.Д.Никифоров, в её основе лежит некоторая функциональная характеристика развития $\Pi = \Pi(t)$. Это изменение скорости во времени – простейшая математическая модель развития технических систем. В жизни с течением времени рост Π ограничивается теоретическим пределом стадий развития, поэтому предложена модель в виде нелинейного дифференциального уравнения Бернулли. Интегрирование уравнения, последующие решения и вытекающие преобразования привели к модели, выражаемой S -функцией (рис.2) [9,10,11].

$$S = L / (a + e^{b \cdot e^{-\beta \cdot t}})$$

где L, a, b – постоянное начальное значение функции при $t = 0$ (L, a позволяют найти предельное значение при $t \rightarrow \infty$);

β - постоянная экспонента времени.

Как отмечает проф. Е.С.Кузнецов, траектория $АБСД$ на рис. 2 – общая траектория изменения показателей эффективности. $АБЕГ$ – изменения при затягивании с разработкой и реализацией новых решений [10].

В целом, согласно определению проф. А.Д.Никифорова, S - функция имеет геометрические и хронологические шаги и отражает важнейший элемент системы – «пространство-время» [11].

S - кривая также отражает Закон развития социальной организации - «развитие историческое», т.е. жизненный цикл (ЖЦ) организации. Закон утверждает: каждая система (социальная или биологическая) стремится достичь наибольшего суммарного потенциала при прохождении всех этапов ЖЦ. Закон – это общепринятое правило, которое признаётся обязательным для исполнения. На Земле всё

живое и неживое подчиняется законам природы [2,8].

Выводы. Закон ЖЦ следует признать исходной концептуальной основой теории организационного проектирования современных предпринимательских структур ТЭ.

Законы социальные позволяют предпринимателю определить возможные пути достижения цели, стоящей перед организацией.

ЖЦ характеризует основную тенденцию изменений организации. Закон необходимо учитывать при разработке стратегических и тактических планов развития организации, совершенствования её структуры и системы управления.

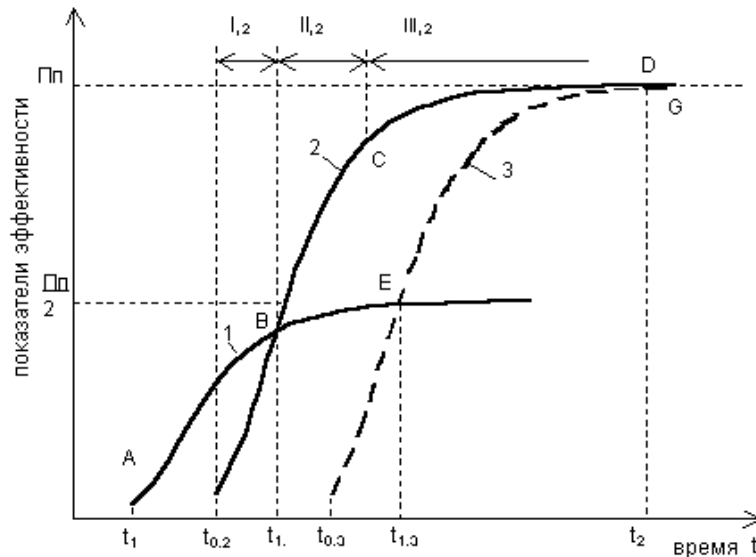


Рис. 2. Схема изменения показателей эффективности: Пп. – значение предельное; I, II, III – этапы функционирования технических средств, технологических процессов; 1 – заменяемые средства, процессы 2 и 3 – новые средства, процессы.

Литература

1. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. – М.: Транспорт, 1990. -272 с.
2. Мильнер Б.З. Теория организации: Учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2002. – 480 с.
3. Говорущенко Н.Я. Основы управления автомобильным транспортом. – Х.: Вища школа, 1978. – 224 с.
4. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели / В.С.Лукинский, В.И.Бережной, Е.В.Бережная и др. – М.: Финансы и статистика, 2000. -280 с.
5. Семенов А.И., Сергеев В.И. Логистика. Основы теории: Учебник для вузов. – СПб.: Издательство «Союз», 2001. – 544 с.
6. Теория организации: Учебное пособие / С.В.Рогожин, Т.В. Рогожина. – М.: Издательство «Экзамен», 2003. – 320 с.
7. Управление качеством: Учеб. пособие / И.И.Мазур, В.Д.Шапиро; Под общ. ред. И.И.Мазура. – 2-2 изд. – М.: Омега-Л, 2005.- 400 с.
8. Туровец О.Г., Родионова В.Н. Теория организации: Учеб. пособие. – М.: ИНФРА-М, 2003. – 128 с.
9. Кузнецов О.В. Букварь предпринимателя. – СПб.: Питер, 2004. – 237 с.
10. Кузнецов Е.С. Направления научно-технического прогресса и перспективы развития технической эксплуатации автомобилей. – М.: МАДИ, 1987. – 90 с.
11. Никифоров А.Д. Управление качеством: Учеб. пособие для вузов. – М.: Дрофа, 2004. – 720 с.

Харченко А.О., Остренко А.Г.

**СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИЙ АМОРТИЗАТОРОВ ЛЕГКОВЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ НАДЁЖНОСТИ**

Применяется системный подход при синтезе новых конструкций гидравлических телескопических амортизаторов легковых автомобилей с использованием морфологических методов описания объекта. Рис. 2, Табл. 2, Ист. 4.

Одной из важнейших задач снижения аварийности, улучшения управляемости и комфортности при движении транспортных средств является совершенствование конструкций автомобильной подвески, основным элементом которой считается амортизатор. Известные конструкции гидравлических амортизаторов [1] имеют ряд существенных недостатков:

- 1) наличие тряски и дискомфорта на грунтовых или покрытых гравием дорогах даже на средних скоростях;
- 2) плохая управляемость на дорогах с высокой частотой колебаний;
- 3) невысокая эксплуатационная надёжность из-за возможных ударов буфера о корпус и ударов поршня о клапан сжатия, приводящих к разрушению и выбиванию последнего;
- 4) недостаточная устойчивость автомобиля при маневрировании на больших скоростях.

Зарубежные производители, такие как «Кросно», «Бильштайн», «Монро» и др., устраняют указанные недостатки путём сильного усложнения конструкции, тем самым, снижая надёжность амортизатора как системы.

Повышение надёжности амортизатора связано с необходимостью конструктивных усовершенствований, которым должен предшествовать тщательный анализ и параметрический синтез.

Известные методы проектирования технических систем [2,3] основаны на использовании различных подходов к их анализу и синтезу с целью получения рациональных вариантов новых технических решений. Одним из наиболее эффективных и широко применяемых для технических объектов является метод морфологического анализа, который направлен на последовательный перебор всех возможных вариантов решения технических задач [4].

Сущность метода состоит в том, что в совершенствуемой технической системе выделяют несколько характерных для неё структурных, морфологических признаков, по каждому из которых составляют список конкретных вариантов (альтернатив) их технического выражения. Каждый признак может характеризовать определённый структурный узел (конкретный элемент системы), некоторую её функцию (связь между элементами), то есть параметры системы, от которых зависит решение проблемы.

Область применения метода морфологического анализа – решение технических задач, относящихся к объекту в целом при наличии полной информации об объекте и заключающихся в усовершенствовании объекта.

Воспользуемся методом морфологического анализа для синтеза новых конструкций гидравлических телескопических амортизаторов повышенной надёжности. Для этого необходимо проанализировать полные взаимодействия элементов амортизатора (табл. 1).

Структурная схема, поясняющая взаимодействие функциональных элементов в системе амортизатора, показана на рис. 1.

Таблица 1

Структурно-функциональный анализ взаимодействия элементов амортизатора

Элемент		Функция	
Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
1	2	3	4
E ₀	Шток	\hat{O}_0^1	Воспринимает внешнее воздействие
		\hat{O}_0^2	Воздействует на уплотнительный узел
		\hat{O}_0^3	Взаимодействует с перепускным клапаном
		\hat{O}_0^4	Фиксирует поршень
		\hat{O}_0^5	Фиксирует клапан отдачи
E ₁	Уплотнительный узел	\hat{O}_1^1	Препятствует контакту рабочей жидкости с окружающей средой
		\hat{O}_1^2	Обеспечивает защиту поверхности рабочего штока от инородных частиц
E ₂	Направляющая штока	\hat{O}_2^1	Обеспечивает перемещение рабочего штока вдоль вертикальной оси амортизатора
		\hat{O}_2^2	Фиксирует рабочий цилиндр
E ₃	Штоковая полость	\hat{O}_3^1	Содержит рабочую жидкость
E ₄	Перепускной клапан	\hat{O}_4^1	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E ₅	Поршень	\hat{O}_5^1	Разделяет штоковую и бесштоковую полость рабочего цилиндра
		\hat{O}_5^2	Фиксирует перепускной клапан поршня
		\hat{O}_5^3	Фиксирует клапан отдачи
E ₆	Цилиндр	\hat{O}_6^1	Содержит рабочую жидкость
E ₇	Клапан отдачи	\hat{O}_7^1	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E ₈	Бесштоковая полость	\hat{O}_8^1	Содержит рабочую жидкость
E ₉	Клапан сжатия	\hat{O}_9^1	Разделяет бесштоковую полость рабочего цилиндра и резервуар
		\hat{O}_9^2	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E ₁₀	Резервуар	\hat{O}_{10}^1	Содержит рабочую жидкость
		\hat{O}_{10}^2	Отдаёт тепловую энергию в окружающую среду
E ₁₁	Кронштейн крепления	\hat{O}_{11}^1	Обеспечивает силовое и кинематическое замыкание резервуара с поворотным кулаком
E ₁₂	Рабочая жидкость	\hat{O}_{12}^1	Препятствует перемещению поршня в рабочем цилиндре
		\hat{O}_{12}^2	Перетекает через клапаны и дросселирующие отверстия

Морфологическая матрица автомобильного амортизатора, представленного в виде системы, состоящей из таких элементов как шток (Ш), уплотнительный

узел (У), перепускной клапан (ПК), поршень (П), рабочий цилиндр (РЦ), резервуар (Р), демпфирующая среда (ДС), приведён в табл. 2.

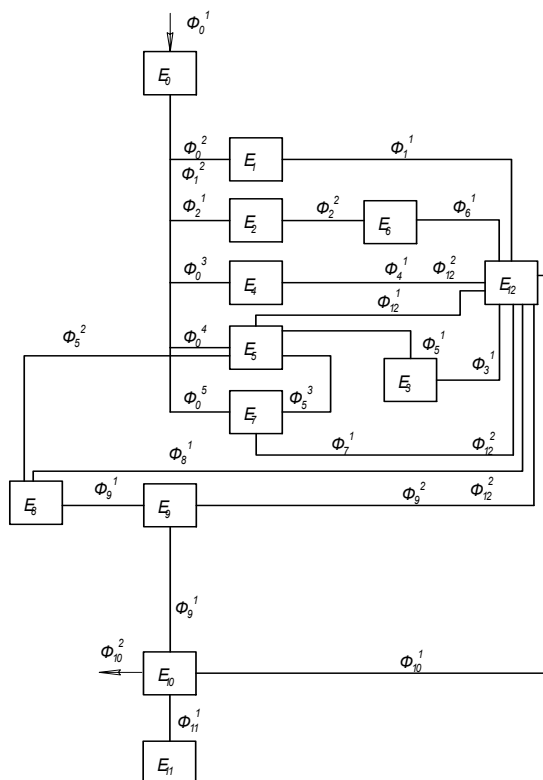


Рис. 1. Структурная схема амортизатора

При синтезе новых конструкций автомобильных амортизаторов целесообразно принять следующие критерии [5]:

- 1) упрощение конструкции, приводящее к повышению надёжности работы амортизатора;
- 2) возможность установки амортизатора в серийные модели автомобилей без изменения параметров, габаритов и конструктивных исполнений основных элементов.

Для каждого из структурных элементов амортизатора определяются суммарные весовые коэффициенты, которые заносятся в табл. 2 для выбранных вариантов. Эти коэффициенты показывают уровень соответствия вариантов принципу критериев оптимизации.

Относительный вес *i*-го варианта при первом приближении находится из выражения:

$$D_i(1) = \frac{a_{ij}}{\sum a_{ij}}. \quad (1)$$

Абсолютный «вес» *i*-го варианта при втором приближении рассчитывается по формуле:

$$D_i(2) = a_{11} \cdot \sum a_{1j} + a_{12} \cdot \sum a_{2j} + a_{13} \cdot \sum a_{3j} + a_{14} \cdot \sum a_{4j} + a_{15} \cdot \sum a_{5j} + a_{16} \cdot \sum a_{6j} + a_{17} \cdot \sum a_{7j}. \quad (2)$$

Относительный «вес» i -го варианта при втором приближении определяем по формуле:

$$P_i^{\text{отн.}}(2) = \frac{D_i(2)}{\sum D_i(2)}. \quad (3)$$

Таким образом, наиболее рациональным считается вариант с наибольшим относительным весом при втором приближении. Исходя из этого, выделим семь рассмотренных вариантов:

- I – амортизатор с плавающим цилиндром;
- II – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению-сжатию;
- III – амортизатор с непостоянным по длине внутренним диаметром рабочего цилиндра;
- IV – амортизатор с электромагнитным клапаном;
- V – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления сжатию;
- VI – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию;
- VII – амортизатор с гидроаккумулятором в виде плавающего поршня,

По более высоким весовым коэффициентам оставляем следующие четыре варианта:

- I – амортизатор с плавающим цилиндром ($P_1(2) = 0,154$);
- II – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию ($P_2(2) = 0,149$);
- III – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления сжатию ($P_5(2) = 0,144$);
- IV – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию ($P_6(2) = 0,154$).

Таблица 2
Морфологическая матрица системы автомобильного амортизатора

Вар. исп.	Элементы амортизаторов							$\sum a_{ij}$	$D_i(1)$	$D_i(2)$	$D_i(2)$
	Ш	У	ПК	П	РЦ	Р	ДС				
I	3,7	4	3,4	3,9	3,8	3,7	3,5	26	0,154	628	0,154
II	3,4	3,3	3,7	3,8	3,7	3,8	3,5	25,2	0,149	607	0,149
III	3,3	3,3	3,4	3,7	3,3	3,7	3,55	24,25	0,144	584	0,143
IV	3,55	2,6	3,4	3,4	3	3,3	2,95	22,2	0,131	536	0,131
V	3,5	3,3	3,5	3,6	3,1	3,8	3,45	24,25	0,144	585	0,144
VI	3,5	3,3	3,5	3,6	3,1	3,8	3,45	24,25	0,144	585	0,144
VII	3,25	3,8	3	3,3	3,1	2,8	3,55	22,8	0,135	550	0,135
								168,95		4075	

Эскизы указанных вариантов представлены на рис. 2. После проведения лабораторных испытаний и оценке по разработанному вероятностному критерию эффективности безотказной работы выбирают наилучший вариант амортизатора,

который после параметрического синтеза и доработки применительно к конкретным моделям автомобилей рекомендуется к использованию.

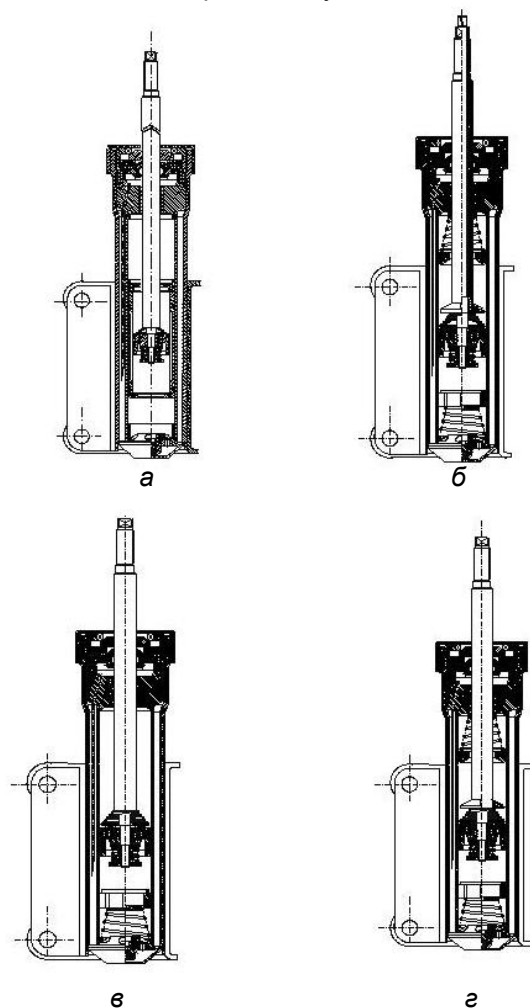


Рис. 2. Эскизы наиболее рациональных вариантов конструкций амортизаторов
а – амортизатор с плавающим цилиндром; б – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием растяжения-сжатия; в – амортизатор с дифференцированным усилием сжатия; г – амортизатор с дифференцированным усилием растяжения-сжатия

Литература

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса/ Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986 – 320с.
2. Хубка В. Теория технических систем / В. Хубка. – М.: Мир, 1987. – 208с.
3. Дж. К. Джонс. Методы проектирования / Дж. К. Джонс. – М.: Мир, 1986 – 326с.
4. Альтшуллер Г.С. Алгоритм изобретения / Г.С. Альтшуллер – М.: Московский рабочий, 1973. – 296с.
5. Акоюн Р.А. Деякі шляхи підвищення демпфуючих властивостей підвісок автотранспортних засобів/ Р.А. Акоюн, А.О. Харченко. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Щорічний науково-виробничий журнал ТАУ, №7. – Львів: Логос, 2000. – С. 17–22.

Харченко А.О., Ревенко Д.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОРЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Приведены результаты исследований параметров отказов и переналадки технологического оборудования в автоматизированном авторемонтном производстве, подтверждена возможность использования предложенной математической модели для оценки эффективности при выборе его рационального варианта.

Выбор эффективного технологического оборудования для ремонта автомобильных узлов является актуальной задачей, решение которой связано с получением экономического эффекта за счет повышения производительности труда и качества ремонта автомобилей [1].

Для оценки эффективности принятия решения выбора рационального варианта компоновки технологического оборудования на участке на основе системного анализа в работах [2, 3] рассмотрены модели, описывающие технологические процессы ремонта и восстановления на различных этапах анализа и синтеза. Предложенный в работе [3] пространственный размеченный граф состояния гибкого производственного модуля (ГПМ) позволяет достаточно полно описать состояния технологической системы с учетом потока отказов, восстановлений, заявок на переналадку и переналадки.

Однако для получения численных значений P_{Σ} - показателя безотказно - переналадочной работы при решении системы уравнений финальных вероятностей необходимо проведение экспериментальных исследований.

Основными задачами экспериментальных исследований являются:

- 1) выбор технологических элементов и конструкций ГПМ токарной обработки, соответствующих по структуре и параметрам рациональным вариантам;
- 2) определение параметров потоков переналадки технологических элементов ГПМ;
- 3) получение численных значений параметров потоков отказов выбранных структур модулей для обработки деталей типа тел вращения;
- 4) проверка адекватности теоретической модели, разработанной в работе [3];
- 5) получение данных, необходимых для расчета коэффициента P_{Σ} .

Для анализа и экспериментальной проверки перспективных вариантов технологического оборудования принята полученная в результате синтеза компоновка ГПС [4], включающая фрезерно - центральные станок МР-179, токарный станок с ЧПУ 1В340Ф30, шлифовальный станок 3М151Ф2, магазин - накопитель и промышленный робот УМ 160Ф281. 01.

В производственных условиях посредством сбора статистического материала, фиксируемого в специальных бланках, проведены исследования параметров потоков переналадки и отказов оборудования, структура которого сопоставима со структурой синтезированного варианта ГПС.

При испытании модуля на технологическую и эксплуатационную надежность выделяли элементы, оказывающие основное влияние на точность и работоспособность, и которые в первом приближении можно считать независимыми (станок, инструмент, приспособление, загрузочное устройство). На основе прин-

ципа аддитивности можно отдельно испытывать эти элементы и их выходные параметры использовать для оценки надежности всего модуля (рис. 1).

В процессе выполнения исследований выявили ряд факторов, влияющих на формирование отказов ГПМ [2].

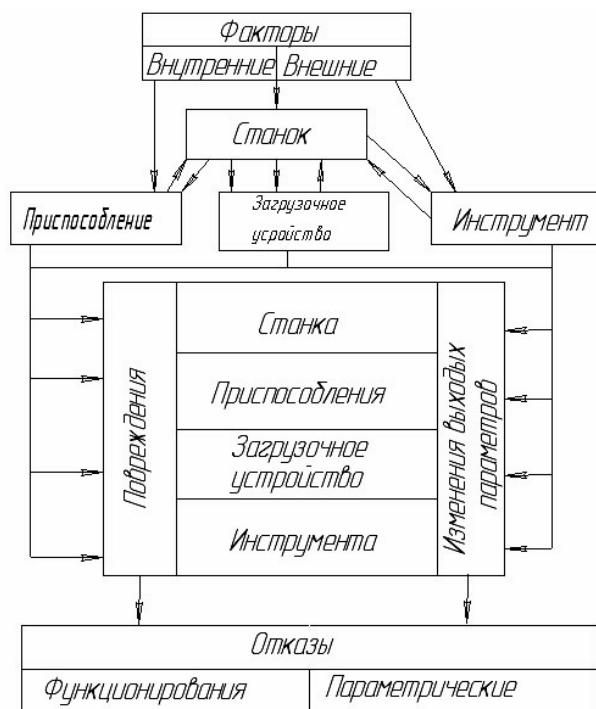


Рис. 1. Схема формирования отказов при работе ГПМ

Повреждения станка, приспособления, инструмента, которые сразу приводят к остановке всего модуля (с интенсивностями $\lambda_1 \dots \lambda_4$) или к недопустимым условиям его работы, являются причинами отказов его функционирования. Чаще всего эти отказы являются следствием неправильного проектирования, изготовления или эксплуатации.

Параметрические отказы не ограничивают возможности функционирования модуля, но его дальнейшая эксплуатация приводит к отказам по точности обработки (интенсивности $\lambda_{01}, \lambda_{02}, \lambda'_{01}, \lambda'_{02}$).

Для станка наиболее характерными были параметрические отказы, для инструмента - отказы функционирования, которые проявлялись в виде его поломки или потери механических свойств (затуплении режущей кромки, вследствие чего существенно снизилось качество обработки). При работе приспособления и загрузочного устройства возникали как параметрические отказы, так и отказы функционирования.

При исследовании параметров переналадки ГПМ оценивались параметры потоков заявок на переналадку и переналадки на токарных операциях на предприятиях единичного и мелкосерийного производства.

Статистические данные по результатам исследования для инструмента (T_u), станка (T_c) и приспособления (T_n) приведены на графиках (рис. 2), где про-

цесс заявок на переналадку рассматривается на оси ОТ как простейший поток событий (переналадок), появившихся за время (ОТ). В момент появления очередного события случайная функция $X(T)$ скачком увеличивается на единицу.

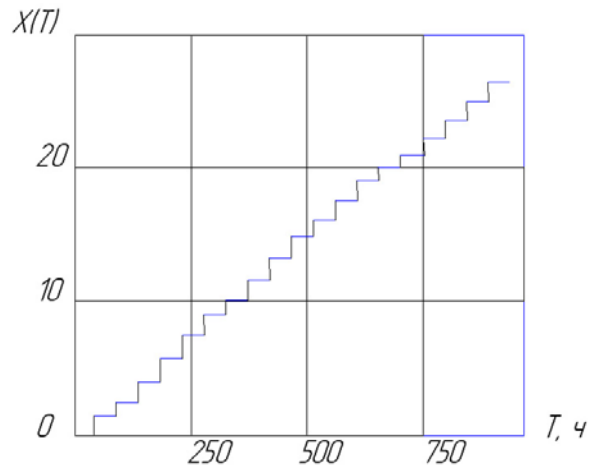


Рис. 2. Функция распределения дискретной случайной величины времени между двумя заявками на переналадку станка

В точке разрыва функция $X(T)$ равна тому значению, с которым она подходит к точке разрыва слева. Функция $X(T)$ «непрерывна слева», то есть при подходе к любой точке слева не терпит разрыва, а при подходе справа может иметь разрыв. Случайная функция $X(T)$ характеризует пуассоновский процесс [5].

Математическое ожидание дискретных случайных величин времени между двумя заявками на переналадку каждого элемента определяли по формуле (1):

$$M[T] = \sum_i t_i \cdot P_i = m_i, \quad (1)$$

где: t_i – возможное значение случайных величин; P_i – соответствующие им вероятности.

Дисперсию вычисляли по зависимости (2):

$$D[T] = \sum_i (t_i - m_i)^2 \cdot P_i = D_i. \quad (2)$$

Анализ статистических данных (рис. 3) с последующим расчетом всех численных значений математического ожидания и дисперсии по каждому из переналаживаемых элементов подтверждает гипотезу о том, что случайная величина времени между двумя заявками на переналадку распределяется по закону Пуассона.

Аналогичным образом произведен расчет значений интенсивностей переналадки. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения интенсивностей заявок на переналадку и переналадки элементов ГПМ

№ п/п	Элементы ГПМ	Интенсивность	
		Заявки $\lambda, \text{ч}^{-1}$	Переналадки $\mu, \text{ч}^{-1}$
1	Инструмент	0,0218	31,5780
2	Станок	0,0178	1,1520
3	Приспособление	0,0280	1,1100

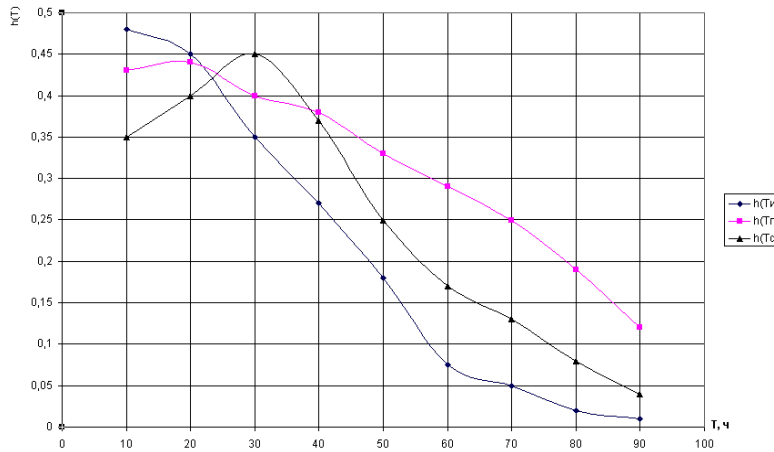


Рис. 3. Относительные частоты распределения времени между двумя заявками на переналадку

В большинстве случаев относительные частоты $h(T)$ приближаются к экспоненте. Проверка по критерию Бартлетта подтверждает обоснованность применения экспоненциального распределения при описании потоков отказов функционирования элементов ГПМ для обработки деталей типа тел вращения.

Проведенные исследования и результаты расчетов интенсивностей выявили наиболее слабые с точки зрения надежности элементы ГПМ для обработки деталей типа тел вращения. Так, самая высокая интенсивность отказов зафиксирована у инструмента (резцов). Кроме того, подтверждена возможность применения аппарата цепей Маркова для описания функционирования ГПМ, являющегося частью синтезированной структуры ГПС для обработки деталей типа тел вращения при автоматизации авторемонтного производства.

Перспективой дальнейших исследований в данной области является разработка программного комплекса расчета вероятности безотказно - беспереналадочного функционирования синтезированных структур ГПМ и ГПС при автоматизации авторемонтного производства.

Литература

1. Харченко А.О. Выбор рациональных структур автоматизированных участков авторемонтного производства / А.О. Харченко, Д. В. Ревенко, Р. А. Акоюн // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Щорічний науково – виробничий журнал транспортної академії України, №11, 2004 р.– Львів – Чернівці: ВМС, 2004. – 272 с.
2. Ревенко Д. В. Системный подход к автоматизации участков авторемонтного производства / Д. В. Ревенко. - Вест. СевГТУ: Сб. науч. тр. – Севастополь, 2004 г. – Вып. 58 – С 49-57.
3. Харченко А. О. Оценка надежности и переналаживаемости автоматизированного технологического оборудования авторемонтного производства /А. О. Харченко, Д. В. Ревенко // Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр. - Севастополь, 2004 г – Вып. 7 – С 43 - 47.
4. Харченко А.О. Станки с ЧПУ и оборудование гибких производственных систем / А.О. Харченко. – К.: Професионал, 2004. – 304 с.
5. Никифоров А. Д. Процессы управления объектами машиностроения / А. Д. Никифоров, А. Н. Ковшов, Ю. Ф. Назаров. – М.: Высш. шк., 2001. – 455 с.

Левківський О.П.

ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ ЛЕГУВАННЯМ

В роботі розглянуто організаційні і технологічні особливості зміцнення деталей електроіскровою обробкою. На прикладі зміцнення сферичної поверхні пальця рульового керування представлено спеціальне обладнання, що застосовується в технологічному процесі. Рис. 3. дж. 2.

Зміцнення деталей має принципове значення з точки зору збільшення їх ресурсу, забезпечення надійності автотранспортних засобів (АТЗ) і удосконалення процесів ремонту і технічного обслуговування (ТО).

Найбільш ефективним методом зміцнення деталей є поверхневе легування [1], яке досягається за рахунок зміни хімічного складу поверхневого шару деталі шляхом дифузійного насичення його матеріалом певного хімічного складу (хіміко-термічна обробка) або способами поверхневого плавлення з введенням необхідних легуючих компонентів (лазерне легування, електроіскрове зміцнення і т.і.)

Проведені дослідження щодо ефективності застосування електроіскрового легування для зміцнення швидкозношуваних деталей в процесі ремонту та ТО АТЗ показали, що електроіскрове легування відрізняється від інших способів простотою процесу і відсутністю складного обладнання.

В основі цього способу лежить фізичний процес, названий електроерозією металу, що виникає на поверхні деталі в результаті розриву електродів в електричному ланцюгу замкненого контуру.

Ефект зміцнення робочих поверхонь деталей способом електроіскрового легування полягає в переносі на поверхню деталі тонкого шару зносостійкого матеріалу легуючого електрода.

Процес перенесення зміцнюючих матеріалів проходить в іонно-електронному потоці електричного розряду, який характеризується високим тиском і температурою (майже 15000 °С). За таких умов частинки матеріалу легуючого електрода під час перенесення знаходяться в газоподібному і атомарному стані. Торкаючись поверхні деталі, частинки частково охолоджуються і утворюють високолегований шар, а під впливом високої температури – високодисперсне з'єднання [2].

Автором проведено дослідження по зміцненню сферичної поверхні пальців рульового керування вантажних автомобілів КрАЗ, МАЗ, КамАЗ способом електроіскрового легування.

Для рульового керування характерними причинами втрати работоздатності є зноси сферичної поверхні (рис. 1) пальців повздовжньої і поперечної тяг та гідропідсилювача.

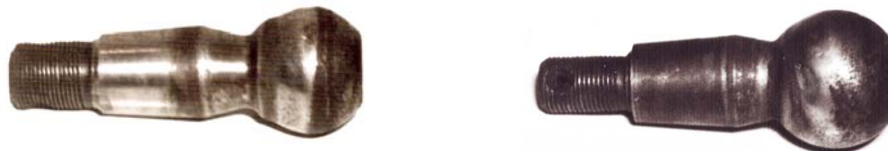


Рис. 1. Характерні зноси сферичної поверхні пальців рульового керування

Близько 80% відмовлень припадає на поперечну рульову тягу. Зазначеному розподілові відповідають і величини зносів пальців, що у поперечних рульових тяг у 4 - 5 разів вище, ніж у поздовжніх.

Нанесення електроіскрових покриттів на сферичну поверхню пальців рульового керування проводилось за допомогою спеціальної автоматизованої установки сконструйованої і виготовленої за замовленням в науково-виробничому підприємстві "ІНОВАЦІЯ" (рис. 2)

Робота установки заснована на періодичному заряді накопичувального конденсатора з його послідуєчим розрядом при доторканні електрода до пальця рульового керування і одночасним переміщенням вздовж сферичної поверхні.

В якості матеріалу легуючого електрода використовуються сплави на основі карбідів вольфраму і титану, що характеризуються високою міцністю і зносостійкістю.

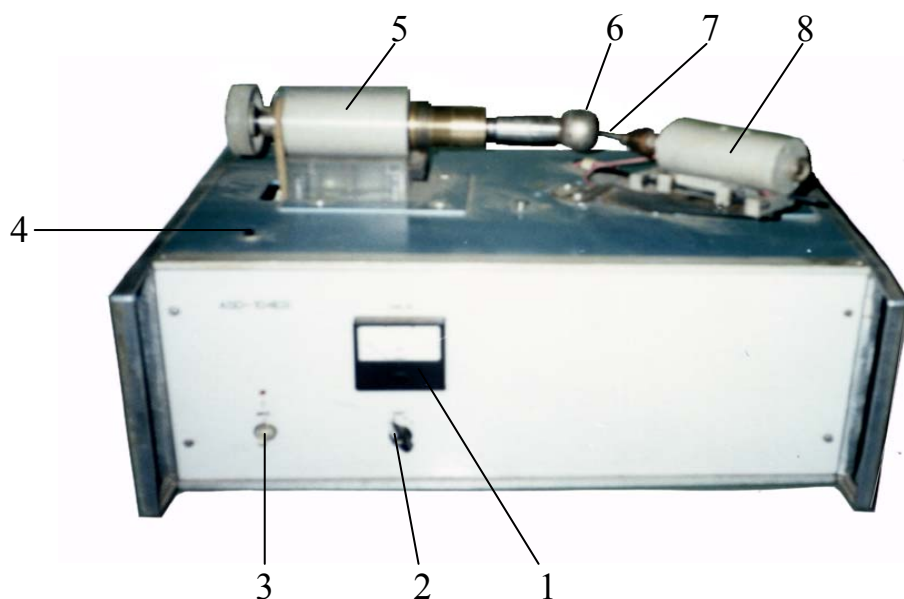


Рис. 2. Установка для електроіскрового зміцнення пальців рульового керування вантажних автомобілів: 1 – амперметр; 2 – перемикач "крок"; 3 – тумблер вмикання установки; 4 – кнопка "обробка"; 5 – механізм кріплення та обертання пальця рульового керування; 6 – палець рульового керування; 7 – легуючий електрод; 8 – електромагнітний вібратор

При нанесенні покриття амплітуда імпульсів напруги на електроді вібратора установки не перевищує 100 В, частота технологічних імпульсів – 100 Гц. При цьому товщина покриття становить 30...50 мкм, шорсткість – 10...15 мкм. Палець нагрівається до температури 60...80 °С, що не впливає на структурні зміни в поверхневому шарі.

Висока шорсткість покриття призводить до швидкого зношення пар тертя. Для її зменшення використано метод вигладжування індентором з надтвердого

матеріалу (штучного алмазу, кібориту). Процес вигладжування проводиться на токарному верстаті за допомогою спеціального пристрою (рис. 3.), розробленого і виготовленого в АТП-3.

Пристрій кріпиться в супорті токарного верстата за допомогою кронштейна 7. Індентор 5, сферичної форми радіусом 4 мм прижимається до вигладжуваної поверхні з зусиллям 200 Н. Сила вигладжування забезпечується пружиною, що знаходиться в корпусі 2 і тисне на повзун 4. Регулюється сила вигладжування шляхом переміщення супорта верстата і контролюється за допомогою показника зусилля 3.

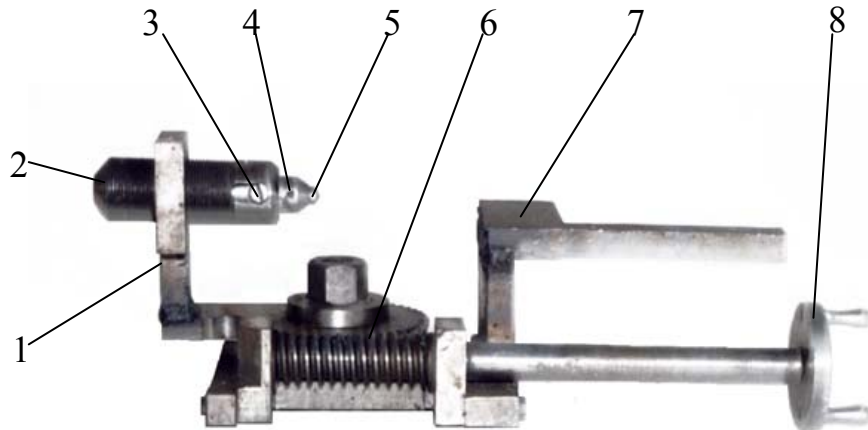


Рис. 3. Пристрій для вигладжування пальців рульового керування вантажних автомобілів: 1 – кронштейн вигладжувача; 2 – корпус; 3 – показник сили вигладжування; 4 – повзун; 5 – індентор; 6 – черв'ячна пара; 7 – кронштейн для закріплення пристрою в супорті токарного верстата; 8 – рукоятка управління подачею індентора

Для зменшення тертя на поверхню, що підлягає вигладжуванню, наноситься консистентне мастило литол-24. Вигладжування проводиться на невеликих обертах – 100 об/хв і подачі індентора – 0,05...0,1 мм/об. За один прохід індентора по зміцненій поверхні шорсткість знижується до 2,5...4 мкм. Причому нерівності, які залишаються на поверхні, набули особливого значення так званої масляємності поверхні, тобто здатність поверхні трибоспряження резервувати деяку кількість мастильного матеріалу, який в процесі експлуатації (тертя) виключає мастильне „голодування”, що суттєво зменшує інтенсивність зношення пар тертя.

Проведені в АТП-3 експлуатаційні випробування показали, що електроіскрове легування дозволяє підвищити зносостійкість пальців рульового керування автомобілів МАЗ, КрАЗ, КамАЗ в 1,8...2,2 рази.

Література

1. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами /Бойцов А.Г., Машков В.Н., Смоленцев В.А., Хворостухин Л.А. – М.: Машиностроение, 1991. – 144 с.
2. Справочник инженера-механика /Под ред. В.В.Ефремова. – М.: Транспорт, 1965. – 999 с.

Зрелов В.И., Белов В.И.

ПРЕДЛАГАЕМЫЙ МЕТОД ПРОВЕРКИ ТОПЛИВОДОЗИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассматривается оценка технического состояния элементов системы питания карбюраторного двигателя с помощью компьютерного вакуумного стенда. Рис. 3, табл. 1, ил. 3.

Автотранспортные средства оснащаются в основном двигателями внутреннего сгорания, проблема экономической и экологической безопасности которых не имеет простого решения.

Основные технические характеристики автомобиля (динамичность, экономичность, токсичность отработавших газов) зависят, в первую очередь, от приготовления рабочей смеси и качества протекания рабочего процесса в двигателе. Потери топлива из-за неполного сгорания составляют 250-500 кг в год на один автомобиль.

В настоящее время в эксплуатации находится огромное количество автомобилей, оборудованных карбюраторными двигателями с классической системой зажигания. Среди основных систем и агрегатов автомобиля больше всего эксплуатационных отказов приходится на систему питания (около 30%). Исследования показывают, что карбюраторы, являющиеся самым важным элементом системы питания, в условиях эксплуатации имеют значительные отклонения от параметров, установленных заводом изготовителем.

Статистические наблюдения за техническим состоянием эксплуатируемых карбюраторов показывают, что происходят в значительных пределах изменения пропускной способности главных и воздушных жиклеров, нарушается своевременность открытия клапана экономайзера, меняется уровень топлива в поплавковой камере, плотность посадки впускного клапана - экономайзере и т.д. Одной из причин этих отклонений является применение некачественного топлива (с механическими примесями, повышенным содержанием смол и т.д.).

Влияние изменения технического состояния карбюратора на расход топлива и токсичность отработавших газов показано в табл. 1 [1].

Большинство характерных дефектов карбюраторов, встречающихся при их эксплуатации, можно разделить на механические повреждения; естественные механические износы деталей; дефекты, связанные с неисправностями резьбы, повреждением прокладок, деформацией деталей (корпусных деталей, воздушных и дроссельных заслонок, осей, рычагов, тяг и др.); дефекты пружин (изменение упругих характеристик; нарушение защитных покрытий, а также дефекты составных частей (корпус смесительной камеры в сборе, верхней крышки в сборе и др.), требующих соответствующей проверки и устранения выявленных неисправностей.

Эксплуатационной характеристикой жиклеров, являющихся основными элементами гидравлических и пневматических дозирующих систем карбюраторов, является пропускная способность, которая измеряется при определенных условиях.

Таблица 1

Влияние неисправностей карбюратора на расход топлива и содержание CO и CnHm в обработавших газах

Неисправность	Увеличение расхода топлива, %	Увеличение CO, %	Увеличение CnHm, %
1. Увеличение пропускной способности главных топливных жиклеров на 10%	6,0-7,0	45,0	9,0
2. Уменьшение пропускной способности воздушных жиклеров главной дозирующей системы на 10%	1,2-2,0	11,0-15,0	6,0
3. Повышение уровня топлива в поплавковой камере на 4 мм (на малых нагрузках)	2,0-4,0	36,4-40,0	2,0
4. Неплотность посадки клапана экономайзера	20,0	100,0-500,0	20,0
5. Преждевременное включение клапана экономайзера	15,0-17,0	200,0	25,0
6. Неправильная регулировка системы холостого хода (на режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала)	30,0-35,0	до 500	100,0-150,0

Измерение пропускной способности может быть выполнено на стенде «Карбютест-Стандарт» абсолютным гидравлическим методом (рис. 1).

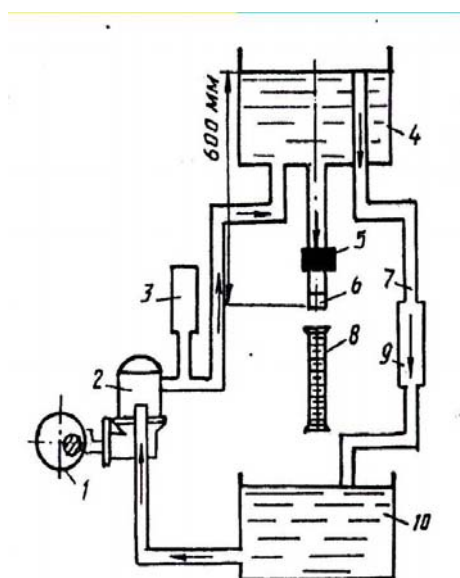


Рис. 1. Схема стенда «Карбютест-Стандарт»

Вода подается из основного бака с помощью диафрагменного насоса 2, приводимого в действие кулачковым валом 1, вращаемым электродвигателем в расходный бак 4. Часть воды через трубку и электромагнитный клапан подводится к проверяемому жиклеру, установленному в сменной втулке 6. Излишек воды по сливной трубке 7 возвращается в нижний бак 10.

Высота водяного столба постоянно составляет 600 мм. Для перевода полученной пропускной способности с 600 мм водяного столба. На 1000 мм водяного столба на панели нанесена переводная таблица.

Также на стенде «Карбютест-Стандарт» проверяются уровень топлива в поплавковой камере, состояние иглы игольчатого впускного клапана карбюратора и

техническое состояние бензонасоса.

Кроме гидравлического метода, применяется и пневматический метод контроля. Применение этих методов связано с тем, что геометрические размеры не полностью эквивалентны гидравлическим характеристикам, хотя последние являются основными. Гидравлические методы имеют более высокую производительность при обеспечении требуемой точности. Пневматические приборы, предназначенные для линейных измерений, должны состоять из трех основных час-

тей: стабилизатора давления, расходомера и измерительной головки, приспособленной для определенного вида измерений.

Пневматические приборы в зависимости от способа определения расхода воздуха через измеряемое отверстие, делятся на две группы: с переменным перепадом давления, в которых колебание его давления регистрируется манометрами, и с постоянным перепадом давления, в которых изменение скорости движения воздуха через проверяемое отверстие, т.е. изменение скорости движения воздуха, фиксируется газовыми расходомерами (ротаметрами).

Для получения лучшего подобия гидравлических и пневматических характеристик применения приборов низкого давления является предпочтительным. Этот прибор позволяет проверять жиклеры пропускной способностью $350 \text{ см}^3/\text{мин}$ и состоит он из двух частей – стабилизирующей и измерительной (рис. 2). Стабилизатор давления воздуха представляет собой цилиндрическую емкость 1, имеющую верхнюю и нижнюю крышки.

В верхней крышке имеется камера постоянного давления 4 с трубкой стабилизатора 2. В верхней части этой крышки находится штуцер для подвода сжатого воздуха из магистрали. Там же расположен набор жиклеров 3.

Нижняя крышка является основанием прибора. Корпус стабилизатора заполняют водой. Сжатый воздух через пружинный стабилизатор и маслоотделитель, где его давление снижается примерно до 100 кПа , поступает через жиклеры-ограничители в камеру постоянного давления. Стабилизирующая часть прибора через сменный измерительный жиклер 5 соединяется с измерительной частью. Она имеет манометр 6 со шкалой 7 и трубку для подачи воздуха к объекту измерения «Б».

Характеристика пневматического измерительного прибора зависит от величины сечения измерительного жиклера, которое подбирается отдельно к каждому виду детали в зависимости от ее размера. Увеличение диаметра измерительного жиклера повышает диапазон измерений при одновременном снижении чувствительности прибора.

Цель данной работы состоит в рассмотрении конструктивных и методических решений повышения качества контроля технического состояния топливodosирующих элементов систем питания карбюраторных двигателей за счет использования принципиального нового стнда.

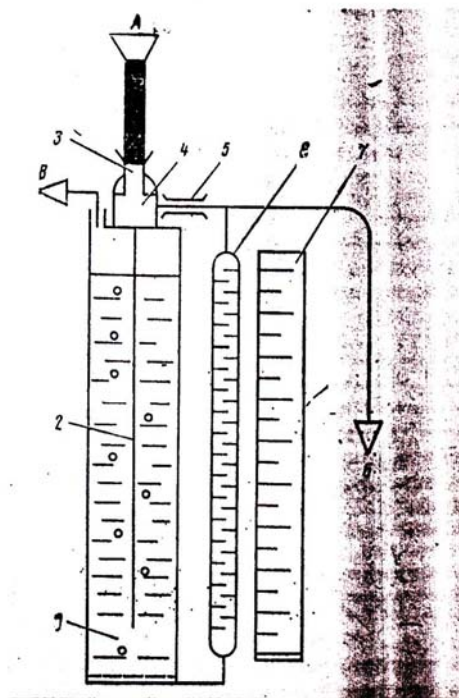


Рис.2. Схема пневматического прибора низкого давления манометрического типа.

А – сжатый воздух из сети;

Б – воздух к объекту измерения;

В – выход избытка воздуха в атмосферу

Проверку расходных характеристик карбюратора по воздуху и топливу в условиях, соответствующих работе двигателя автомобиля на установившихся режимах позволяет производить компьютерный вакуумный стенд, разработанный и изготавливаемый мелкосерийный в г. Харькове.

Стенд, состоящий из вакуумной установки и пульта управления, комплектуется как попутными агрегатами, так и узлами оригинальной конструкции. Это позволило получить компактное и удобное в эксплуатации изделие, что выгодно отличает его от ранее выпускавшихся безмоторных вакуумных установок.

Пульт управления включает в себя: топливный бак с топливным насосом, датчики расхода топлива и воздуха, блок питания, системный блок компьютера с адаптером датчиков и монитор. Имеется также панель управления приводом стенда, компьютером и режимами работы стенда.

Топливо-воздушная смесь приготавливается в процессе испытания карбюратора, поступает в отделитель топлива, очищается и возвращается в топливную систему для повторного использования. Очищенный от топлива воздух выбрасывается в атмосферу.

Рабочая панель построена с учетом методики диагностирования карбюраторов и программного обеспечения стенда, позволяющего учитывать особенности конструкции всех известных карбюраторов, которые устанавливаются на автомобилях, выпускаемых в странах СНГ, и автомобилях, оснащенных карбюраторами, выпущенных за рубежом.

Интерфейс программы диагностирования карбюратора на рабочей панели приведен на рис. 3.

В левой части располагаются индикаторы состояния расхода воздуха и топлива. В центре расположен график – характеристика проверяемого карбюратора. Ниже находится диалоговое окно оператора, в котором индицируется текущий процесс. В меню имеется список типов проверяемых карбюраторов. При выборе типа карбюратора на графике изображается его идеальная характеристика.

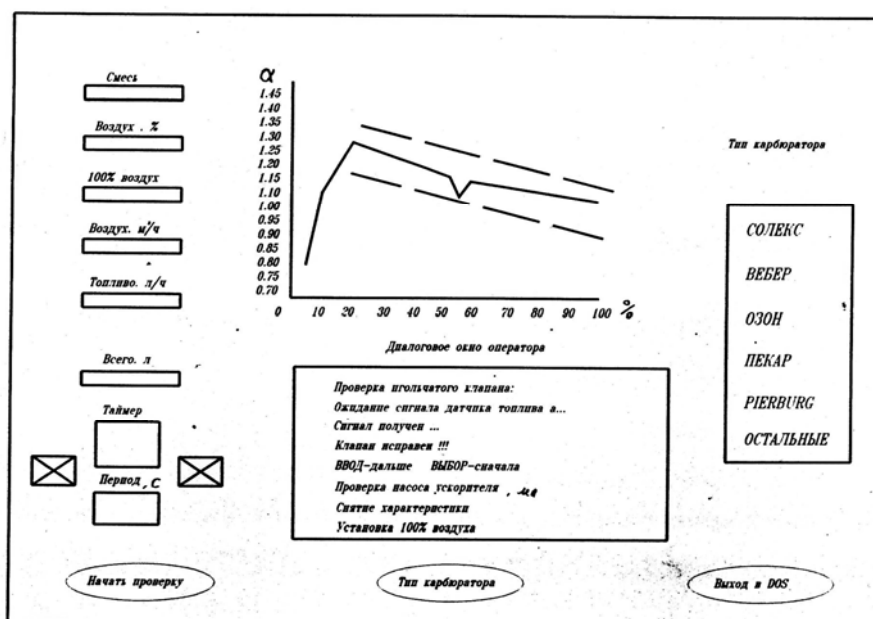


Рис. 3. Интерфейс программы диагностирования карбюратора

В настоящее время выпускаются две модификации стенда СтекВИ-Карб-1 и СтекВИКарб-2, отличающиеся электрической мощностью вакуумной установки (1 и 2 кВт). В стендах применены современные вакуумные турбины итальянского производства. Двухтурбинная модель стенда СтекВИКарб-2 развивает производительность до 250 м³ воздуха в час и в большей степени рекомендована для СТО.

Стенды соответствуют ТУУ33/2-2745400778-001-2004. В настоящее время стенд применяется на линии выходного контроля выпускаемой продукции Харьковского карбюраторного завода «Владар».

Выводы. Применение гидравлических пневматических методов контроля отдельных элементов карбюратора не удовлетворяют требованиям автообслуживающих центров, так как они не позволяют получить полную дроссельную характеристику карбюратора на эксплуатационных режимах. В связи с этим предлагается компьютерный стенд, позволяющий снимать эксплуатационную характеристик, соответствующую условиям работы карбюратора на установившихся режимах.

Литература

1. Говорущенко И.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте.-М.; Транспорт, 1990-133с.
2. Болбас М.М. Транспорт и окружающая среда.-Минск:УП Технопринт. 2003.-261с.
3. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей.-М.; Академический проект, 2004-393с.

УДК 621.436

Тырловой С.И.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ

Представлены опытные данные и рекомендации по восстановлению характеристик автотракторных ТНВД, находившихся в длительной эксплуатации. Рис.4, табл.1, ист. 10.

Высокие технико-экономические показатели современных дизелей достигнуты в большой мере путем совершенствования топливной аппаратуры (ТА) [1,2]. Однако в эксплуатации имеет место отклонение от расчетных значений таких параметров ТА, как гидравлическая плотность плунжерных пар и нагнетательных клапанов, усадка пружин нагнетательных клапанов, форсунок, изменение проходных сечения распылителей. Кроме того, используемое топливо может отличаться от нормируемых параметров такими характеристиками как вязкость, сжимаемость, температура. Это приводит к существенному ухудшению технико-экономических и экологических показателей двигателей в период эксплуатации. Поэтому актуальным является решение такой важной научно-практической задачи, как восстановление исходных показателей топливной аппаратуры. Для этого необходимо выявить степень влияния названных факторов на показатели топливоподачи, а также направления, по которым следует проводить восстановление важнейших характеристик топливной аппаратуры дизелей в эксплуатации.

Влияние гидравлической плотности плунжерных пар и нагнетательных клапанов на характеристики ТА рассмотрено в работах [3-6] и других. Так, напри-

мер, по результатам исследования гидравлической плотности нагнетательных клапанов во время эксплуатации, проведенных в научно-исследовательской тепловозной лаборатории МИИТ, установлено, что при 4000 часах работы гидравлическая плотность клапана может снижаться в 10 раз - со 100с до 10 с. Одновременно в процессе эксплуатации возрастает зазор между клапаном и втулкой в зоне разгрузочного пояса клапана. Если первое (малая герметичность) обстоятельство снижает цикловую подачу, то второе (зазор) ее увеличивает за счет возрастания остаточного давления в трубопроводе высокого давления. Совместное воздействие названных факторов может проявляться как в увеличении, так и в уменьшении цикловой подачи. Данных по отдельному влиянию названных факторов, в том числе при различных частотах вращения и давлениях открытия форсунок Рф, не приводится.

При нагреве дизеля повышается температура топлива в топливном насосе высокого давления, что снижает вязкость топлива. В эксплуатации может изменяться температура [7], вязкость [8] и давление топлива [9] на линии низкого давления ТНВД, что влияет на характеристики топливоподачи. Скорость вращения вала топливного насоса при прочих равных условиях оказывает существенное влияние на характеристики ТНВД [10]. Эти вопросы, рассмотренные как в названных работах, так и других, не содержат сопоставительных данных по изменению характеристик ТА в эксплуатации при различных износах прецизионных деталей топливной аппаратуры, отсутствуют данные для стартерных частот вращения.

Поэтому в настоящей статье поставлены следующие задачи экспериментального исследования. По восстановлению пусковой подачи: определение влияния частоты вращения вала ТНВД, вязкости топлива, герметичности нагнетательного клапана, давления открытия форсунки. По восстановлению скоростной характеристики: определение влияния на скоростные характеристики ТНВД затяжки пружины и герметичности нагнетательного клапана; герметичности и ограничения хода нагнетательного клапана; температуры топлива и величины его давления после подкачивающего насоса.

Для испытаний топливных насосов и нагнетательных клапанов применялся универсальный стенд «Motorpal» и прибор ПНК. Влияние герметичности нагнетательного клапана на пусковую подачу топлива определялась для насосов дизелей ряда Ч12/14 и 4Ч8,5/11. Испытания проводились с использованием 2-х вариантов нагнетательного клапана: близкого к предельно изношенному и нормальному, что определялось стандартным методом на приборе ПНК.

Для ТНВД дизеля Ч12/14 при проведении испытаний использовались 3 нагнетательных клапана: N1 - новый, N2 - среднего износа, N3 - предельно изношенный ($t < 5$ с). Увеличение цикловой подачи топлива при пуске в случае замены среднеизношенного по уплотняющему конусу нагнетательного клапана на нормальный составило 10% при нормальной величине давления начала открытия форсунки Рф=15 МПа. Выход рейки ТНВД (L) измерялся от заднего торца насоса до края рейки. Значение L=29.1 мм соответствует номинальной подаче топлива, значение L=26.9 мм соответствует подаче топлива 50% от номинальной величины.

В случае применения предельно изношенного нагнетательного клапана номинальная подача при максимальном крутящем моменте ($n=600$ мин-1) не изменялась, а при пусковой частоте вращения ($n=100$ мин-1) снизилась на 31.8%. Экспериментально сняты сравнительные скоростные характеристики ТНВД дизеля Ч12/14 при различном износе нагнетательных клапанов. На рис.1 показано влияние износа запирающего конуса нагнетательного клапана ТНВД на цикловую подачу топлива по скоростной характеристике дизеля Ч12/14. Эти же данные ил-

люстрируют зависимость пусковой подачи топлива $V_{ц}$ от частоты вращения ТНВД дизеля 1С12/14.

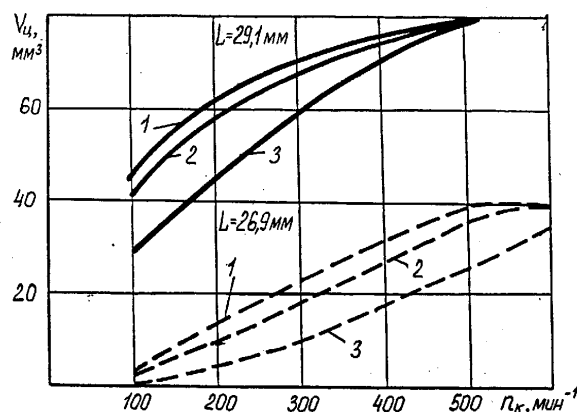


Рис.1. Влияние износа нагнетательного клапана на изменение цикловой подачи топлива по скоростной характеристике дизеля Ч12/14
1-новый нагнетательный клапан №1 ($t=80$ с); 2- нагнетательный клапан среднего износа №2 ($t=22$ с); 3- предельно изношенный нагнетательный клапан №3 ($t<5$ с).

Полученное снижение $V_{ц}$ при уменьшении частоты вращения валика насоса объясняются прогрессивным падением Рост из-за увеличения утечек топлива из трубопровода ВД после окончания впрыска, поскольку величина этих утечек пропорциональна времени.

Известно, что величина цикловой подачи топлива зависит, также, от давления начала открытия иглы форсунки. Экспериментально установлено, что названная зависимость усиливается при потере герметичности нагнетательного клапана. При оснащении ТНВД нормальным клапаном N1 сняты скоростные характеристики насоса при давлениях начала открытия форсунки ($P_{ф}$) 13, 15, 17 и 19 МПа для номинального положения рейки топливного насоса ($L=29.1$ мм). Зависимость цикловой подачи от давления открытия форсунки при различных износах запорного конуса нагнетательного клапана показана на рис.2.

Кроме того, снимались скоростные характеристики при различных положениях рейки и давлениях начала открытия форсунки. Часть этих результатов представлена в табл.1 для двух положений $L=29.1$ мм и $L=26.9$ мм рейки ТНВД и 2-х значений давления открытия форсунки $P_{ф}=15$ и 19 МПа.

При увеличении $P_{ф}$ с 15 до 19 МПа пусковая подача при изношенном клапане уменьшилась уже более чем в 3 раза. Увеличение пусковой подачи при изменении $P_{ф}$ от 19 МПа до 15 МПа при нормальном состоянии нагнетательного клапана составило 38%. Для ТНВД, имеющих меньший диаметр плунжера, эффект от восстановления герметичности нагнетательных клапанов достигает 30% при прочих равных условиях. В этом случае возрастает остаточное давление в трубопроводе высокого давления существенно повышаются максимальное и средние давления впрыска при малых частотах вращения вала насоса высокого давления (50...100 мин^{-1}). При должном положении рейки (дозатора) ТНВД именно это и предопределяет возрастание пусковой подачи топлива.

Увеличение частоты вращения кулачкового вала насоса повышает пусковую подачу для нового ТНВД незначительно, для изношенного - решительным образом. Так, в последнем случае топливный насос может не обеспечивать пода-

чи топлива при $n < 100 \text{ мин}^{-1}$, а при частоте 200 мин^{-1} по кулачковому валу - давать требуемую инструкцией подачу. Для увеличения пусковой частоты вращения коленчатого вала дизеля могут быть применены легковоспламеняющиеся жидкости, декомпрессионные устройства, стартеры с мультипликаторами.

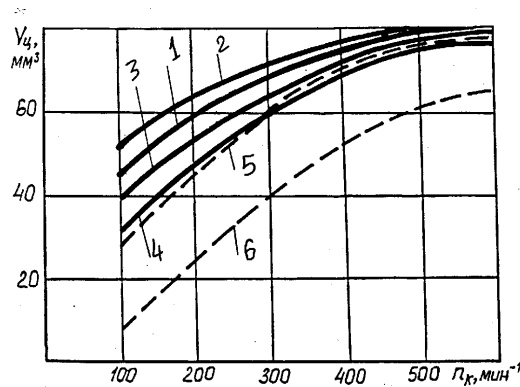


Рис.2. Скоростные характеристики ТНВД дизеля 1Ч 12/14 при различных давлениях (P_{ϕ}) начала открытия форсунки и герметичности нагнетательного клапана 1, 5 - $P_{\phi} = 15 \text{ МПа}$ (базовое значение); 2 - $P_{\phi} = 13 \text{ МПа}$; 3 - $P_{\phi} = 17 \text{ МПа}$; 4, 6 - $P_{\phi} = 19 \text{ МПа}$; --- новый нагнетательный клапан; -.- изношенный нагнетательный клапан.

При нагреве дизеля повышается температура топлива в топливном насосе высокого давления, что снижает вязкость топлива. Для ТНВД дизеля 1Ч12/14 проведены сравнительные испытания по снятию скоростных характеристик при температурах топлива на входе насоса 30 и 70°C при номинальном положении рейки ($L=29.1 \text{ мм}$). Данные эксперимента приведены на рис.3. Вязкость топлива при этом уменьшилась от 4.1 сСт (17°C) до 3.2 сСт (70°C).

Таблица 1
Скоростные характеристики ТНВД дизеля 1Ч 12/14 при различных положения рейки и давлениях начала открытия форсунки

$n_k, \text{ мин}^{-1}$	$V_c, \text{ мм}^3$			
	$P_{\phi}=15\text{МПа}$ $L=29.1\text{мм}$	$P_{\phi}=19,0\text{МПа}$ $L=26.9\text{мм}$	$P_{\phi}=19\text{МПа}$ $L=29.1\text{мм}$	$P_{\phi}=15,0 \text{ МПа}$ $L=26.9\text{мм}$
600	63.3	17.3	80.0	33.3
500	60.0	4.0	79.1	28.0
450	56.5	2.7	75.0	24.0
300	40.0	1.3	61.7	5.3
200	24.0	0	44.0	3.0
150	15.2	0	37.2	2.0
100	8.0	0	30.0	1.0

Из приведенных данных видно, что наибольшее снижение подачи (более чем в 3 раза) наблюдалось при частоте вращения вала насоса 100 мин^{-1} при температуре топлива 70°C .

Для ТНВД распределительного типа влияние вязкости топлива на стартерных режимах более существенно, особенно для изношенных прецизионных пар, находящихся в длительной эксплуатации.

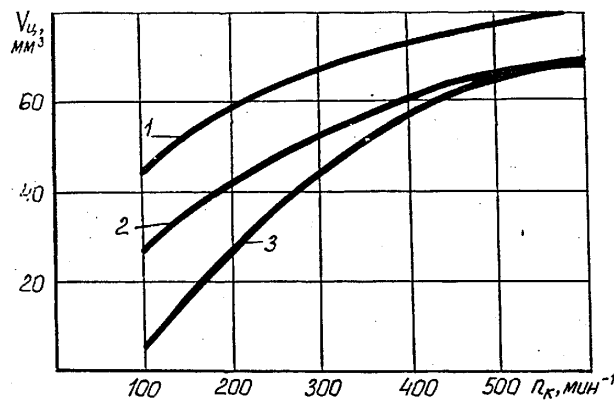


Рис.3. Влияние температуры топлива (t_f) на скоростную характеристику ТНВД дизеля 1С 12/14 ($L=29.1$ мм)
1 – температура топлива $t_f = 17^\circ\text{C}$; 2 - $t_f = 30^\circ\text{C}$; 3 - $t_f = 70^\circ\text{C}$.

На рис. 4 представлены результаты испытаний автомобильного распределительного топливного насоса Bosch-VE, находившемся в длительной эксплуатации (пробег автомобиля 400 тыс.км) при работе на смесевых топливах (смесь дизельного топлива и растительного масла). При увеличении вязкости с 4 сСт до 18 пусковая подача возросла в 3 раза и достигла нормируемой для таких насосов величины.

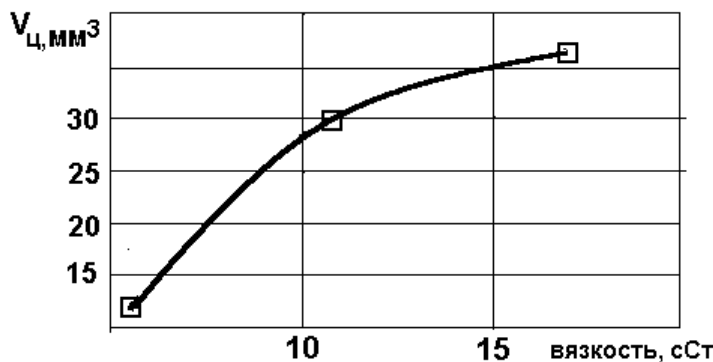


Рис. 4. Изменение пусковой подачи топлива распределительного при использовании смесевых топлив различной вязкости

Далее выполнялась оценка влияния давления топлива после насоса низкого давления на цикловую подачу ТНВД при различных скоростных режимах и фиксированном положении рейки. В отличие от предыдущих результатов экспериментов здесь наибольшее отличие наблюдается при повышенных частотах вращения, а цикловая подача топлива при пуске осталась неизменной. Пропускная способность распылителей форсунок (эффективное проходное сечение сопловых отверстий) практически линейно сказывается на величину цикловой подачи топлива в широком диапазоне частот вращения кулачкового валика насоса.

При износе плунжерных пар снижается пусковая подача и деформируется скоростная характеристика топливоподачи. Уменьшение пусковой подачи топлива ниже допустимого предела исключает запуск дизеля от стартера. Деформация скоростной характеристики при износе плунжерных пар выражается в возникнове-

нии отрицательной коррекции внешней характеристики, определяющей динамические качества транспортного средства. Увеличение пусковой подачи связано с изменением положения дозирующих элементов относительно рейки. Здесь возрастает активный ход плунжера, как на стартерном режиме так и по внешней характеристике для высоких частот вращения. Для ограничения цикловой подачи топлива на этих частотах применялись следующие корректирующие воздействия на скоростную характеристику топливного насоса со стороны нагнетательного клапана: изменение жесткости пружины нагнетательного клапана, изменение предварительного натяга пружины, ограничение максимального хода нагнетательного клапана. Наибольший эффект получен от ограничения хода клапана.

Выводы. Полученные данные позволяют заключить, что для значительной части топливной аппаратуры дизелей представляется возможным увеличить ее срок службы до капитального ремонта или замены при сохранении приемлемых в эксплуатации показателей. Для этого необходимо: обеспечить гидравлическую плотность нагнетательных клапанов, снизить в допустимых пределах давления открытия форсунок, применить охлаждение топлива (как в системах Comon Reil), использовать топливо с повышенной вязкостью, стабилизировать давление подкачивающего насоса (для рядных ТНВД), увеличить активный ход плунжеров, ограничить максимальный ход нагнетательных клапанов и повысить пусковую частоту коленчатого вала.

Литература

1. Л.Н. Голубков, А.А. Савастенко.М.В. Эммиль Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: "Легион-Автодата", 2000. 176 с. ил.
2. Грегов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-методическое пособие. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001.- 176 с., ил.
3. Липинов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристик топливной аппаратуры дизелей. М., «Машиностроение», 1972. –164 с.
4. Барсуков С.И., Анисимов В.Ф. Восстановление характеристик топливной аппаратуры дизелей. - Западно-Сибирское книжное изд-во. Омское отд., 1977.- 87 с.
5. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей/ Р.М. Баширов, В.Г. Кислов, В.А. Павлов, В.Я. Попов - М.: Машиностроение, 1978. - 184 с.
6. С. И. Тырловой, А.Н. Кирсанов. Повышение ресурса распределительных топливных насосов увеличением плотности узла дозатор-плунжер. Авиационно-космическая техника и технология, Вып.19, Харьков, 2000г. Изд. государственного аэрокосмического университета им. Н.Е Жуковского «ХАИ», с. 271-274.
7. Дмитриев, Игорь Михайлович. Влияние температуры топлива на изменение прецизионного зазора в плунжерной паре топливных насосов высокого давления судовых дизелей: Автореф. дис.... канд. техн. наук: 1992.
8. Парсаданов И.В., Кошевой О.А. Исследования автомобильного дизеля при работе на альтернативных топливах. Тез. докл. первого республиканского научно-технического семинара по улучшению показателей тепловых двигателей и ресурсосбережению. - Мелитополь, ТГАТА, 1995 - с.25-26.
9. Миргородский С.И. Улучшение показателей автомобильного дизеля путем совершенствования линии низкого давления топливной системы: Автореф. дис... канд. техн. наук::05.04.02 1995 61:95-5/2018.
10. Радомский, Виктор Иванович. Улучшение показателей топливной аппаратуры с повышенным давлением впрыскивания путем увеличения угловой скорости кулачкового вала топливного насоса. Автореф. дис... канд. техн. наук: 1989 9:89-1/3479-9 9:89-1/34780.

Вдовиченко А.В., Дмитриева А.В., Зелинский В.И.

**ПЛАНИРОВАНИЕ БАЛАНСА РАБОЧЕГО ДНЯ ВОДИТЕЛЯ
С УЧЕТОМ КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЙ**

В статье рассмотрены вопросы планирования баланса рабочего дня водителей грузовых автомобилей на перевозке урожая сельскохозяйственных продуктов. Ист.2, табл. 1.

Проводимые в течение нескольких последних сезонов уборки урожая сахарной свеклы исследования показали необходимость корректировки индивидуальных заданий водителям на основе изменения подходов к планированию баланса их рабочего дня. Это вызвано тем, что в значительной степени изменяются условия работы. Могут применяться четыре варианта организации работ при вывозе сахарной свеклы. При первом варианте (А) в нормальных погодных условиях автомобили работают на доставке сахарной свеклы на перерабатывающие предприятия. При втором варианте (В) часть автомобилей может использоваться при ухудшении погодных и дорожных условий на перевозке других грузов (силос, жом). При третьем варианте (С) свекла доставляется на площадки у дорог с твердым покрытием буксированием автомобилей и прицепов тракторами. Возможна и критическая ситуация (вариант Д). При этом варианте свекла доставляется на перерабатывающие предприятия с соседних регионов с целью предотвращения их остановки. Все это показывает многообразие ситуаций и условий работы водителей при транспортном обеспечении сельскохозяйственных работ.

Авторами были проведены хронометражные наблюдения за работой автотранспорта, осуществляющего вывозку сахарной свеклы с плантаций. Результаты обработки этих наблюдений за распределением рабочего времени по видам затрат и их классификация сведены в табл. 1.

Таблица 1

Пример баланса рабочего дня водителя по видам затрат рабочего времени

Индекс	Виды затрат рабочего времени	Планируемые затраты времени, мин.	Фактические затраты времени, мин.
ОП	Оперативное время работы ОП = ОС+ВС (оперативное время состоит из основного времени работы + вспомогательное время)	440	400
ПЗ	Подготовительно-заключительное время	22	29
ОБ	Время обслуживания рабочего места	8	10
ПН	Время перерывов, не зависящих от исполнителя	-	13
РГ	Время перерывов, зависящих от исполнителя (регламентированные перерывы)	-	20
Пот	Время на отдых и личные надобности	10	8
	ИТОГО:	480	480

Выполнив анализ баланса рабочего дня водителя на перевозке урожая сельскохозяйственных продуктов, устанавливают причины нарушения баланса по статьям, т. е. несоответствия фактических затрат планируемому, и разрабатывают организационно-технические мероприятия, направленные на более эффективное использование автомобилей и других технических средств, на повышение выработки.

Научно обоснованная норма времени может быть правильной в том случае, если учтены реальные условия работы автотранспорта на перевозке урожая сельскохозяйственных продуктов. А они, как было указано, постоянно изменяются.

Однако степень возможного повышения выработки прямо пропорциональна степени учета реальных условий, в которых работали водители. Таким образом, можно установить степень возможного повышения выработки с целью предварительного установления ее отклонений или планировании. Определяем, исходя из баланса рабочего дня, следующим образом:

$$C_{пз} = \frac{(ПЗ_{ф} - ПЗ_{п}) + (ОБ_{ф} - ОБ_{п}) + (П_{отф} - П_{отп}) + ПН + ПР}{T \cdot S} \cdot 100, \quad (1)$$

где $C_{пз}$ —степень повышения эффективности использования времени водителем, %; $ПЗ_{ф}$ —подготовительно-заключительное время фактическое, мин.; $ПЗ_{п}$ —подготовительно-заключительное время планируемое, мин.; $ОБ_{ф}$ —время обслуживания рабочего места фактическое, мин.; $ОБ_{п}$ —время обслуживания рабочего места планируемое, мин.; $П_{отф}$ —время на отдых и личные надобности фактическое, мин.; $П_{отп}$ —время на отдых и личные надобности планируемое, мин.; $ПН$ —время перерывов, не зависящих от исполнителя, мин.; $ПР$ —время перерывов, зависящее от исполнителя, мин.; S — коэффициент учета реальных условий, (ситуационный коэффициент S_a, S_b, S_c, S_d); T —сумма затрат рабочего времени, мин.

В приведенную формулу подставим данные табл. 1

$$C_{пз} = \frac{(29 - 22) + (10 - 8) + (8 - 10) + 13 + 20}{480 \cdot 0,85} \cdot 100 = 11,7\%. \quad (2)$$

Тогда $C_{пв}$ — степень повышения выработки водителя, % за счет степени повышения эффективности использования времени водителем будет выведена из формулы

$$C_{пв} = \frac{C_{пз}}{100 - C_{пз}} \cdot 100. \quad (3)$$

Подставив имеющиеся данные, получим

$$C_{пв} = \frac{11,7}{100 - 11,7} \cdot 100 = 13,25\%.$$

Известно, что оперативное время состоит из основного и вспомогательного времени, в данном случае оно равно 400 мин. (фактическое) и 440 мин. (планируемое). Выработку водителя возможно повысить также за счет более эффективного использования оперативного времени водителем. То есть, степень повышения выработки за счет эффективности использования оперативного времени водителем в процентах будет равно

$$C_{пэ.ов} = \frac{ОП_{п} - ОП_{ф}}{ОП_{ф} \cdot S} \cdot 100, \quad (4)$$

где $ОП_{п}$ — оперативное время планируемое, мин.; $ОП_{ф}$ — оперативное время фактическое, мин;

S — коэффициент учета реальных условий (ситуационный коэффициент).

$$C_{пэ.ов} = \frac{440 - 400}{400 \cdot 0,85} \cdot 100 = 11,5\% . \quad (5)$$

Таким образом, за счет более эффективного планирования использования рабочего времени с учетом реальных условий уже на стадии планирования можно более правильно определить фактическую выработку водителю, которая в данном случае будет выше планированной без учета реальных условий. Определим, насколько выше будет фактическая выработка в данном случае.

В течение оперативного времени выработка повысится на 11,5 %, а в течение остального времени на 13,25 %, т. е. в течение
 480 мин. — 400 мин. = 80 мин. 480 мин. : 80 мин. = 6. 13,25:6=2,2%

Таким образом, общее повышение выработки при планировании составляет 11,5 % + 2,2 % = 13,7 %.

Исходя из полученных данных, планируют количество потребных автомобилей для перевозки определенного объема урожая сахарной свеклы. Так как мы в начале материала приводили конкретные данные по видам затрат рабочего времени в балансе рабочего дня, обусловленные расстоянием перевозки, временем погрузки и разгрузки и т. д. Но при условиях варианта В, т. е. в усложненных условиях: $S_в = 0,85$. Их мы принимаем за основу планирования.

При непосредственном выполнении работы по доставке урожая сахарной свеклы на приемные пункты сахарных заводов проводится фотография рабочего дня с целью уточнения затрат рабочего времени. Фотография проводится по 4—5 сменам на одном и том же расстоянии (свекловичная плантация — сахарный завод). Фотографируют работу одних и тех же водителей. Для передовых водителей разрешается самофотография после соответствующего инструктажа.

На основании хронометражных данных определяют время на выполнение ездки в реальных условиях, а затем уточняют ситуационный коэффициент. На практике приведенные четыре усредненных коэффициента, исходя из реальных сложившихся ситуаций, являются наиболее характерными. Однако они - усредненные коэффициенты.

Проведенные исследования показали, что коэффициенты $S_а$, $S_в$ и $S_с$ изменяются в пределах 2,7...12,2 %. Причем увеличение коэффициента против установленного происходит при уменьшении среднего расстояния перевозки.

Отсюда следует вывод:

- норматив времени на основную работу при планировании необходимо устанавливать при среднем расстоянии ездки до 15 км, исходя из усложненных условий, т.е. применяя ситуационный коэффициент $S_в$, а выше 15 км - с применением ситуационного коэффициента $S_а$;

- норматив времени на вспомогательную работу при планировании устанавливать с применением ситуационного коэффициента $S_а$ на любых расстояниях перевозки урожая сахарной свеклы;

- на остальные виды затрат рабочего времени норматив при планировании устанавливать, исходя из фотографии рабочего дня в любых условиях работы и при любых расстояниях.

Литература

1. Иванов В.Б., Ковалик А.Г. Справочник по нормированию труда на автомобильном транспорте. — К.: Техника, 1991. — 174 с.
2. Прогрессивные формы организации управления уборкой и перевозкой урожая. Бюллетень ТПО "Винницаавтотранс". Винница, 1992. — 12 с.

Верительник Е.А., Дуда Д.В., Кравченко А.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА НА ТРЕТЬЕМ АВТОМОБИЛЬНОМ КОРИДОРЕ В РАЙОНЕ ПОГРАНИЧНОГО ПЕРЕХОДА

Выполнен анализ транспортного потока по роду перевозимых грузов и транспортным средствам на пограничном переходе. Рис. 2, табл. 1, истр. 8.

Географическое положение Украины позволяет ей быстрее войти в мировую автотранспортную систему. Это станет важнейшим фактором расширения транзитных перевозок между Европой и Азией и экономического роста страны. Обеспечение автомобильных перевозок по кратчайшим маршрутам между странами Евро-Азиатского континента экономически выгодно для всех, так как при этом сокращается стоимость и время доставки грузов. Поэтому развитие транспортных коридоров является приоритетным в политике Правительства Украины.

Автомобиль, как перевозчик грузов, является самым мобильным видом транспорта, который для поддержания работы требует обслуживания. Практика стран с развитой транспортной системой свидетельствует, что тенденции роста имеют устойчивость только тогда, когда динамично развивается весь транспортный комплекс: автомобилестроение, транспортные коммуникации и инфраструктура сервиса. В сервисе на автомобильных дорогах нуждаются и сами перевозчики.

Через Украину из девяти проходит пять транспортных коридоров, которые могут получить развитие и расширение. Один уже сегодня является работающим. Это продолжение третьего коридора автотрасса Киев - Харьков - Луганск - Изварино - Россия - Кавказ, проходящая через Краснодарский район к пограничному переходу Изварино [1]. Постоянно увеличивающийся поток транспортных средств в этом направлении требует проведения исследований по созданию в этом месте системы сервиса [2].

Зарубежный опыт [3, 4, 5, 7] показывает положительные результаты создания дорожного сервиса. Например, опыт концерна "Renault Truck" по созданию дорожных комплексов во Франции, которые выполняют все виды работ по техническому обслуживанию и ремонту грузовых автомобилей данной марки, свидетельствует об успешном функционировании таких предприятий и о высоком уровне, удовлетворения спроса на услуги технического сервиса. "Renault Truck" создает дорожные автоцентры через каждые 30-50 км. Для этого концерн строит как свои автоцентры и станции технического обслуживания, так и привлекает на договорной основе независимые предприятия. Такая сеть предприятий разрешает успешно поддерживать работоспособное состояние автомобилей и отдых водителей.

Для правильной организации автосервиса на транспортном коридоре в Луганском регионе необходимо знать вид транспорта и грузопоток, проходящий через него. Учитывая сложившуюся ситуацию и утверждение [6], что развитие систем сервиса грузового подвижного состава сдерживается недостаточным количеством транспортных средств, был проанализирован конкретный участок третьего транспортного коридора, проходящего через п. Изварино в районе г.Краснодона. Краснодарский район – это приграничная зона с Российской Федерацией, поэтому грузопоток здесь повышен. Предприятия Краснодона не приспособлены для обслуживания автопоездов. Методика обследования предполагала изучение помесячного грузопотока и подвижного состава в течение 2004 года.

Анализ полученных данных показывает, что в настоящее время, когда третий транспортный коридор официально еще не открыт, поток автомобилей на Краснодарском направлении достаточно интенсивный и стабильный. Причем своего максимума он достигает силами автопоездов в составе седельного тягача и полуприцепа в весенний и осенний период и составляет 2200 автопоездов в месяц.

В летний период грузопоток уменьшается в среднем до 1300 автопоездов в месяц (рис.1). Исключением является январь месяц, в это время поток автомобилей имеет минимальное значение и составляет около 300 автопоездов. В первую половину месяца движение автопоездов практически отсутствует.

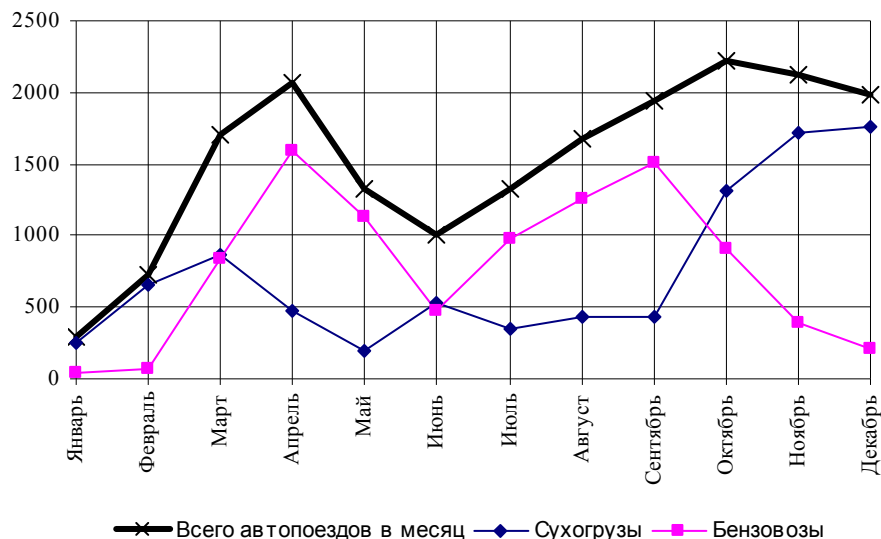


Рис. 1. Изменение автомобилепотока в течение года

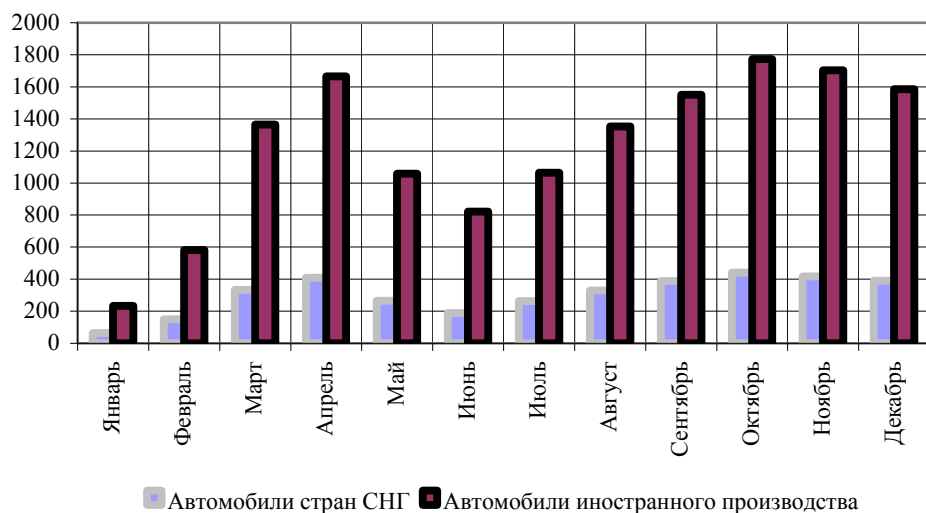


Рис. 2. Распределение транспортных средств по производителям

В зависимости от типов перевозимых грузов, автопоезда, перевозящие промышленные и продовольственные товары осуществляют максимальный грузооборот в марте, ноябре и декабре (850-1700 автопоездов). В период с апреля по октябрь число автопоездов такого типа стабильно и составляет около 400 единиц в месяц.

Грузопоток автопоездов, используемых для перевозки топлива, начиная со второй половины марта и до конца мая – весной, и потом, начиная с июля по первую половину октября очень высок и достигает 1500 автомобилей в месяц (табл. 1). Это связано с посевными и уборочными работами. В оставшееся время число автомобилей перевозящих топливо, незначительно и составляет около 100 единиц в месяц.

Таким образом, даже в период времени с минимальным грузооборотом, число автомобилей проходящих через территорию Краснодонского района к границе составляет примерно 750 единиц.

Т а б л и ц а 1

Основные показатели транспортного потока

		Ян-варь	Фев-раль	Март	Апрель	Май	Июнь
Сухогрузы	Автомобили стран СНГ	53	132	176	89	37	103
	Автомобили иностранного производства	205	527	685	388	153	429
Всего сухогрузы		258	659	861	477	190	532
Бензовозы	Автомобили стран СНГ	10	18	158	319	228	84
	Автомобили иностранного производства	27	56	680	1276	906	392
Всего бензовозы		37	74	838	1595	1134	476
Всего автопоездов в месяц		295	733	1699	2072	1324	1008
		Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Сухогрузы	Автомобили стран СНГ	68	79	84	259	343	346
	Автомобили иностранного производства	286	347	347	1050	1380	1420
Всего сухогрузы		354	426	431	1309	1723	1766
Бензовозы	Автомобили стран СНГ	195	250	304	182	74	45
	Автомобили иностранного производства	779	1006	1203	723	324	166
Всего бензовозы		974	1256	1507	905	398	211
Всего автопоездов в месяц		1328	1682	1938	2214	2121	1977

Проведенное обследование показало, что большая доля автопоездов (рис.2) относится к производителям ведущих фирм автомобилестроения (Mercedes-Benz, Renault, Volvo, Scania, MAN, Schmitz, Kögel и др.), остальные состоят из тягачей МАЗ и КрАЗ с прицепным составом различных производителей (МАЗ, Krone и др.).

Функционирование в г. Луганске на территории предприятия «TRAN SPELE» [8] фирменного центра технического обслуживания и ремонта автопоездов не удовлетворяет все требования. Во-первых, центр располагается вдали от автотрассы, во-вторых, для получения услуг требуется достаточное время для оформления формальных документов.

Таким образом, на примере Краснодонского района можно утверждать, что существует необходимость создания сети автосервисных предприятий вдоль транспортных коридоров, проходящих через территорию Украины. При этом будет решаться социальная задача региона в создании новых рабочих мест, а транспортный коридор будет приближен к европейским требованиям. Данные, полученные в результате исследования, могут стать основой для организации автосервиса в данном регионе.

На основе выполненного обследования можно сделать вывод:

- через пограничный участок Изварино в течение года идет стабильный и мощный поток автопоездов;
- подвижной состав в большей части иностранного производства;
- система сервиса в данном регионе не отвечает современным требованиям.

Дальнейшее исследование может предполагать изучение проблемы создания сервиса в данном регионе с учетом европейских требований.

Литература

1. Криницкий Е. Через новую границу к старым друзьям / Автомобильный транспорт. – М. 1995. №5. – С. 15 – 16.
2. Криницкий Е. Международные перевозки растут и растут проблемы / Автомобильный транспорт. – М. 1995. №8. – С. 27 – 29.
3. Kundendienst Der Zukunft / Autohaus, №18, 1991. - p.216 - 230.
4. Roster M. Фирма VOLVO предлагает эффективный автосервис / International Transport Review, №10, 1981. - p.479 - 480.
5. Войтюк В.Д., Демко А.А. Принципи формування структури технічного сервісу в аграрно-промисловому комплексі України / Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ. 2003. – Вип. 15. – С. 14 – 19.
6. Нікульшин С.В. Аналіз сучасних проблем розвитку сервісу вантажних автомобілів / Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ. 2003. – Вип. 15. – С. 46 – 49
7. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США. – М.: Транспорт, 1992. – 352с.
8. Гогайзель А.В., Кравченко А.П., Лесничевский А.А. и др. Системный анализ и выбор методов и средств формирования, прогнозирования и управления работоспособностью автопоездов / «Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів». – Київ: НТУ, ТAU 2003. – С.91-96.

Біліченко В.В., Цимбал С.В.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОЇ СТРАТЕГІЇ ДИВЕРСИФІКАЦІЇ ПІДПРИЄМСТВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Розроблена математична модель вибору оптимальної стратегії розвитку підприємств автомобільного транспорту на основі диверсифікації виробництва. Дж. 3.

Головною проблемою для будь-якого підприємства, що діє в сучасних умовах перехідної економіки, є проблема виживання і забезпечення безперервності розвитку. У залежності від умов і обставин, що складаються, ця проблема зважується різними підприємствами по-своєму, але в основі її лежить копітка і трудомістка робота зі створення і реалізації конкретних переваг. Зміст і організацію такої роботи розкриває концепція стратегічного управління.

Визначення і реалізація стратегій відносяться до числа складних і трудомістких робіт, які на вітчизняних підприємствах ніколи не виконувалися на належному рівні. Управління підприємством орієнтовано зараз головним чином на вирішення короткострокових проблем, а проекти розвитку підприємств не розробляються і не втілюються. У цих умовах часті зміни завдань, пріоритетів діяльності, рішень, наслідком чого є недосконалість структури показників діяльності підприємства, зниження конкурентноздатності підприємства.

Багато підприємств нагадують тимчасові структури, які не володіють необхідним запасом інтелектуальної, організаційної, економічної, виробничої "міцності", що не дозволяє провести в разі потреби ефективно їх відновлення. Розвиток ринкових відносин робить необхідним зміну сформованих стереотипів господарювання. У першу чергу, це відноситься до діяльності, що визначає перспективи розвитку підприємств. Перехід до ринкової економіки і відповідно до нових ринкових відносин припускає, що відтепер підприємства самі повинні знаходити споживачів своєї продукції, орієнтувати свою діяльність на задоволення їхніх потреб і запитів, випереджаючи в цьому основних конкурентів. У даному зв'язку передбачається переорієнтація системи планування й організації виробництва відповідно до принципів маркетингу, основний з яких "робити те, що продається, а не продавати те, що виробляється".

У значній кількості робіт є набір показників стратегічного розвитку підприємств, але вони не носять комплексного характеру. На даний час виникає потреба в розробці методичних підходів, які б відображали найбільш ефективні шляхи вибору стратегій диверсифікації на підприємствах автомобільного транспорту. Розроблена економіко-математична модель дає можливість визначити стратегію, яка приносила б максимальний прибуток. Для цього необхідно зробити деякі припущення. Нехай існує функціонуюче автотранспортне підприємство. Враховуючи, що основні фонди, які не використовуються в даний час автотранспортним підприємством, мають свої специфічні особливості, то, в першу чергу, доцільно розглянути профільну диверсифікацію [1]. Як показав аналіз діяльності підприємств, а також проведений експертний аналіз варіантів профільної диверсифікації АТП, найбільш доцільними в більшості випадків є:

- 1) впровадження нового виду перевезень;
- 2) створення станції технічного обслуговування;
- 3) створення дільниці відновлення деталей.

В середині кожного варіанту виділяємо можливі стратегії диверсифікації за допомогою експертної оцінки. Наприклад, в першому варіанті диверсифікації мож-

на розглядати такі стратегії, як маршрутні перевезення, перевезення муки муковозами, палива та інших небезпечних вантажів спеціальними автомобілями, а також багато інших стратегій. Складовою частиною стратегій цього варіанту є рухомий склад, який необхідно придбати для впровадження тієї чи іншої стратегії.

В другому варіанті диверсифікації можливі такі стратегії, як діагностика, ремонт та обслуговування дизельної апаратури, шиномонтаж і ремонт шин вантажних автомобілів, ремонт напівпричепів та інші. Складовою їх частиною яких буде набір робіт, що необхідно виконувати для кожної стратегії.

Аналогічно в третьому варіанті диверсифікації можна виділити наступні стратегії: відновлення колінчастих валів; відновлення розподільчих валів; відновлення кузовів автомобілів; проведення інших робіт. В цьому випадку складовою частиною буде набір деталей, які необхідно відновлювати.

Звичайно, для реалізації кожної з цих стратегій необхідні значні ресурси, іншими словами, необхідно приймати рішення в умовах обмежених ресурсів.

З врахуванням сказаного вище змістовна постановка завдання буде така: при заданих обмежених ресурсах і відомій ефективності функціонування виробничої системи необхідно вибрати оптимальну стратегію диверсифікації для даного підприємства з врахуванням конкретних умов за вибраним критерієм оптимальності.

Розглянемо формальну постановку завдання, для чого введемо наступні позначення:

b – варіанти диверсифікації, можливі для певного підприємства;

μ – стратегії диверсифікації;

v – основна складова кожної стратегії;

j – основні види робіт, що виконуються підприємством;

g – вид рухомого складу, який є на підприємстві;

i – вид матеріально-технічної бази, що є на підприємстві;

$A_{b\mu v}$ – коефіцієнт матеріалоемності v -ої складової, μ -ої стратегії, b -го варіанту диверсифікації, що впроваджується на певному підприємстві;

Φ_{ijg} – коефіцієнт фондоемності j -го виду робіт g -тим видом рухомого складу, кількісний і якісний рівень якого забезпечується μ -тим спрямуванням техніко-організаційного розвитку;

$C_{\mu bv}$ – коефіцієнт витрат на необхідні ресурси для реалізації v -ої складової, μ -ої стратегії, b -го варіанту диверсифікації;

D_{μ} – загальний об'єм необхідних ресурсів по реалізації μ -ої стратегії;

R_j – приріст підприємству j -того виду;

ΔK_v – обмеження, які можуть мати місце, на придбання v -тої складової стратегії диверсифікації;

$\Pi_{\mu b}$ – прибуток від впровадження μ -тої стратегії b -го варіанту диверсифікації;

ΔX_{μ} – приріст при реалізації μ -тої стратегії розвитку.

P_{ij} – вартість одиниці збільшення обсягу продукції при v -тій складовій μ -тої стратегії b -того варіанту диверсифікації в гривнях.

Далі можна записати основні функціональні залежності.

Приріст від впровадження:

$$R_j(\Delta X) = \sum_{\mu} \Delta X_{\mu j} \quad (1)$$

Величина необхідної матеріально-технічної бази для нового рухомого складу:

$$MTB_i(\Delta X) = \sum_b \sum_{\mu} A_{b\mu v} \cdot \Delta X_{\mu} \quad (2)$$

Об'єм необхідних ресурсів для g -того виду рухомого складу:

$$\Delta K_v(\Delta X) = \sum_b \sum_{\mu} \Phi_{\mu br} \cdot \Delta X_{\mu} \quad (3)$$

Прибуток буде визначатися так:

$$\Pi(\Delta X) = \sum_b \sum_{\mu} \sum_v P_{b\mu v} \cdot \Delta X_{\mu} \rightarrow \max \quad (4)$$

Отже, економіко-математична модель вибору оптимальної стратегії диверсифікації підприємств автомобільного транспорту з урахуванням особливостей запишеться в такому вигляді:

$$\begin{cases} \Delta X \geq 0 \\ \Pi(\Delta X) \rightarrow \max \\ \sum C_{\mu} \leq D_{\mu} \\ R_j(\Delta X) \geq R_j \\ \text{MTБ}_i(\Delta X) \leq \text{MTБ}_i \\ \Delta K_v(\Delta X) \leq K_v \end{cases} \quad (5)$$

Ці обмеження є найбільш суттєвими з точки зору витрат на реалізацію різних стратегій диверсифікації підприємств автомобільного транспорту. Питання в тому, чи є на підприємстві необхідні ресурси чи їх немає. В тому випадку, коли таких ресурсів на підприємстві немає, виникає питання пошуку інвестицій чи інших форм фінансування. Але це вже дещо інше завдання, яке в цьому контексті не розглядається. Найбільш ефективний шлях її реалізації – це імітаційне моделювання.

Література

1. Біліченко В.В, Цимбал С.В. Диверсифікація на автомобільному транспорті // "Автомобильный транспорт" – Харьков, 2003. -№13.- С. 71-73.
2. Зинченко Н.В. Организационно-экономический механизм диверсификации на промышленных предприятиях в условиях рыночных отношений: Автореф. дис ... канд. экон. наук / ВГУ.-Луганск, 1997.-26 с.
3. Нейлон Т. Х. Машинные имитационные эксперименты с моделями экономических систем. – М.: Мир, 1975. – 500с.

УДК 629.113.004

Мисюра Н.И.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ГОТОВНОСТИ ПОЖАРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены особенности эксплуатации пожарной и аварийно-спасательной техники, факторы влияющие на техническую готовность ее и предложена программа развития производственно-технической базы технической службы региональных подразделений МЧС. Рис. 2, ист. 3.

Перед министерством по вопросам чрезвычайных ситуаций стоят задачи по ликвидации последствий природных и техногенных катастроф. Одной из важных составляющих решения данного вопроса, наряду с другими, является боевая готовность пожарной и аварийно-спасательной техники (ПАСТ). Во время эксплуатации ПАСТ проведение технического обслуживания (ТО) и ремонта необходимо для поддержания ее в работоспособном состоянии, для того чтобы она имела возможность находиться в постоянной боевой готовности.

В последнее время, в связи с объективными причинами, происходит старение парка пожарной и аварийно-спасательной техники, а интенсивность эксплуатации при этом значительно повышается. В связи с этим вопросы поддержания ПАСТ в технически исправном состоянии приобретают все большее значение. Эта задача во многом может решаться за счет оптимизации производственно-технической базы (ПТБ) по проведению ТО и ремонта ПАСТ и периодичности, структуры и объема профилактических воздействий.

Аварийно-спасательная техника в процессе ее эксплуатации может находиться в различных рабочих состояниях – движение к месту чрезвычайной ситуации, выполнение функций по ликвидации последствий и эвакуации пострадавших из опасной зоны, движение в расположение части и проверка ее технического состояния при приеме – сдаче дежурства.

Кроме участия в ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, пожарная техника принимает участие в проведении учений и пожарно-технических занятий.

В гарнизонах Министерства по вопросам чрезвычайных ситуаций (МЧС) периодичность проведения технических обслуживаний пожарных автомобилей планируют преимущественно по временным нормативам, в результате чего фактическая наработка между обслуживаниями имеет значительный разброс.

Для определения периодичности, структуры и объема профилактических воздействий нужно проанализировать факторы, влияющие на интенсивность эксплуатации ПАСТ, и определить корректирующие коэффициенты, учитывающие особенности функционирования пожарной техники.

На интенсивность эксплуатации аварийно-спасательной техники влияет целый ряд факторов, основными из которых являются:

- экономические - затраты на содержание подразделений, срок эксплуатации ПАСТ, наличие соответствующей производственной базы, ведомственная принадлежность подразделения);
- технологические - наличие необходимого технологического оборудования, эксплуатационных материалов, оснащение диагностическим оборудованием, квалификация водительского и ремонтного персонала;
- социальные - место размещения подразделений МЧС, промышленное развитие района охраны, численность населения, наличие разнообразных учреждений социально - культурного назначения;
- дорожные – интенсивность дорожного движения, качество дорожного покрытия, неровность дороги, радиус поворотов дороги, наличие покрытия;
- экологические - естественный ландшафт, наличие водных ресурсов, размещение техногенноопасных объектов, применение различных огнетушащих веществ.

Рассматривая возможность в той или иной степени повлиять на факторы, влияющие на интенсивность эксплуатации аварийно-спасательной техники, приходим к выводу, что социальные, дорожные и экологические факторы носят более или менее постоянный характер и техническая служба подразделений гражданской защиты МЧС на может оказывать на них никакого воздействия. Что касается экономических и технологических факторов, то они могут быть существенно изменены в зависимости от конкретных условий эксплуатации аварийно-спасательной техники. В конечном итоге экономические и технологические факторы оказывают самое непосредственное влияние на поддержание в полной боевой готовности аварийно-спасательной техники, а это возможно выполнить только повышением качества проведения технического обслуживания и ремонта.

Взаимосвязь указанных факторов представлена на рис. 1.

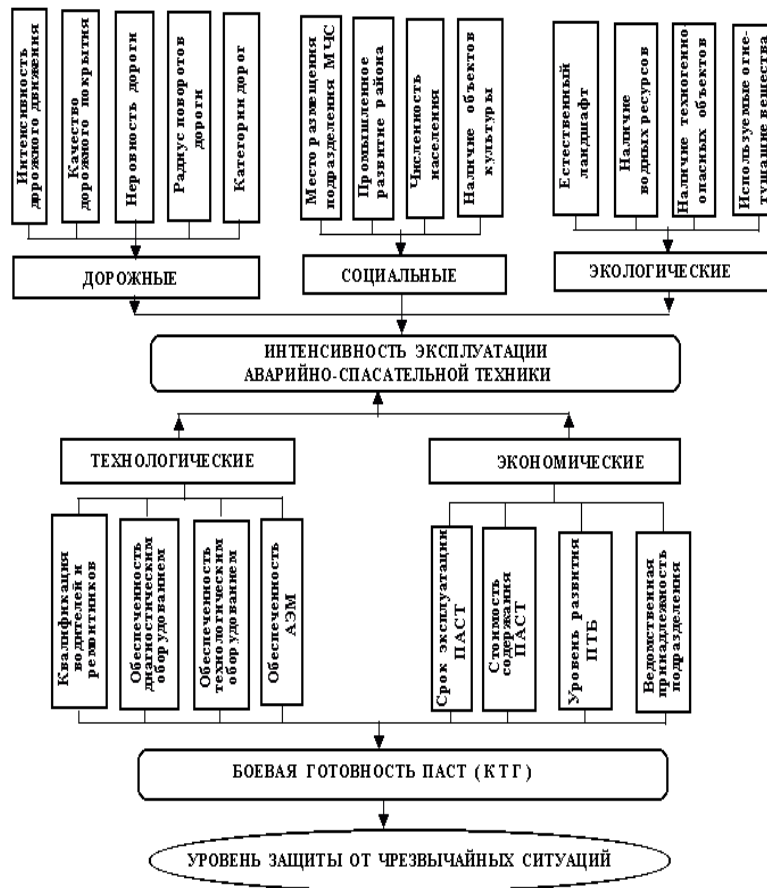


Рис. 1. Принципиальная зависимость интенсивности эксплуатации пожарной и аварийно-спасательной техники от показателей развития региона

В системе ТО и ремонта аварийно-спасательной техники целесообразно использовать опыт подобных разработок для транспортных машин общего пользования (концепции профилактического обслуживания и ремонта машин по фактическому техническому состоянию, т.е. на основе диагностической информации).

Для учета особенностей эксплуатации пожарной техники необходимо разработать методику определения коэффициентов, корректирующих периодичность, структуру и объем работ по техническому обслуживанию и ремонту пожарной и аварийно-спасательной техники в конкретных условиях.

Переход к рынку, изменение структуры парка и значительное старение пожарной и аварийно-спасательной техники обуславливают новую концепцию развития производственно - технической базы технической службы региональных подразделений МЧС. Необходимо изменить структуру производства по поддержанию работоспособности ПАСТ в регионах, создать новую ПТБ для обеспечения качества работ по ТО и ремонту аварийно-спасательной техники при оптимальных трудовых и материальных ресурсах [1]. Эта задача будет решаться за счет технического перевооружения и реконструкции действующих подразделений технической службы. Связанные с этим финансовые, материальные и трудовые затраты требуют обоснования необходимости реализации намеченных мер и их очередности.

Перспективы развития специализации выполнения технических воздейст-

вий на региональном уровне для автомобильного транспорта приведены в работе [2]. Зависимость показателей работы регионального объединения автотранспорта от уровня региональной специализации представлена на рис. 2.

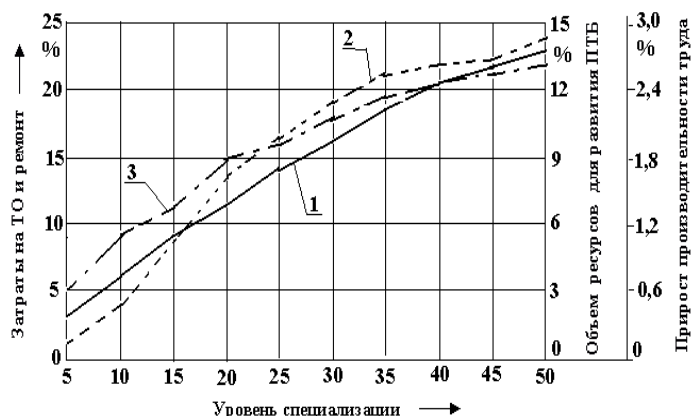


Рис. 2. Влияние региональной специализации на показатели территориального производственного объединения автомобильного транспорта:
 1 – снижение затрат на ТО и ремонт; 2 - прирост производительности труда; 3 – снижение объема ресурсов для развития ПТБ

На основании работ [1,2] предлагается следующая программа развития ПТБ технической службы региональных подразделений МЧС по ТО и ремонту ПАСТ:

- внутрирайонная (городская - районов области) специализация, предусматривающая создание специализированных постов по проведению периодического (ПТО) и основного (ОТО) технического обслуживания и текущего ремонта ПАСТ и гаражей-стоянок для ПАСТ;
- гарнизонная специализация, предусматривающая создание отрядов технической службы (ОТС), на которых проводить ОТО (ПАСТ подразделений расположенных в оптимальном радиусе от ОТС), крупный текущий и капитальный ремонт ПАСТ;
- региональная специализация (например, северо-восточный регион – Харьков, Сумы, Полтава), предусматривающая создание централизованных специализированных производств, на которых будет производиться централизованный ремонт агрегатов, капитальный ремонт и изготовление новых образцов ПАСТ и пожарно-технического вооружения.

Специализация производства является формой разделения труда и ее развитие изменяет все основные элементы производства. При этом сокращается номенклатура предметов труда, количество технологически разнородных операций, требуется менее сложное технологическое оборудование, значительно повышается эффективность производства. Необходимым условием развития специализации является повышение концентрации производства до уровня, обеспечивающего его полную загрузку. Выделение специализированных производств осуществляется по конструктивно-технологическому признаку, позволяющему обеспечить необходимый уровень общности производства. В то же время специализация усложняет производственные отношения и требует развития кооперации между специализированными производствами.

Специализация производства имеет достаточно развитую структуру и является сложным динамическим процессом. В зависимости от уровня управления производством специализация подразделяется на внутрицеховую, внутрихозяйст-

венную, региональную, отраслевую и межотраслевую [3].

Система управления подразделениями Министерства по вопросам чрезвычайных ситуаций вносит определенные коррективы в систему поддержания пожарной и аварийно-спасательной техники в высокой боевой готовности, которая отличается от принятой в системе автомобильного транспорта. Поэтому основные положения внедрения специализации производства по проведению ТО и ремонта возможно использовать с соответствующими доработками.

Внутрирайонная специализация предусматривает выделение в подразделениях гарнизона специализированных постов по проведению технического обслуживания и текущего ремонта ПАСТ и гаражей-стоянок для неё;

К гарнизонной специализации относится создание эксплуатационных и промышленных филиалов (отрядов (частей) технической службы), на которых будет проводиться техническое обслуживание (ПАСТ подразделений, расположенных в оптимальном радиусе от ОТС), крупный текущий и капитальный ремонт ПАСТ методом замены агрегатов.

В организационном плане гарнизонная специализация реализуется путем создания централизованных специализированных производств (ЦСП), которые имеют производственную программу, обеспечивающую потребность гарнизона по данному виду работ ТО и ремонта ПАСТ.

Основными видами ЦСП являются отряды и части технической службы, посты технического обслуживания в подразделениях района (города), централизованные цеха и участки в составе ОТС и других организаций.

В зависимости от производственных возможностей ЦСП распространяет свою деятельность не только на подразделения МЧС Украины, но и на транспортные предприятия и организации других министерств и ведомств. На последующих этапах развития ЦСП и при переходе к региональной экономике целесообразно организовать предоставление производственно-коммерческих услуг всем предприятиям автомобильного транспорта независимо от их ведомственной принадлежности. ЦСП может также организовать предоставление услуг индивидуальным владельцам автотранспорта (комиссионная торговля запасными частями, отдельные виды ТО и ремонта, восстановление деталей и т.д.).

Выводы. Современное состояние производственно-технической базы ТО и ремонта ПАСТ состава не отвечает происходящим в экономике изменениям и нуждается в реконструкции и техническом перевооружении.

Подпрограмма развития производственно-технической базы ТО и ремонта ПАСТ должна осуществляться на принципах специализации, концентрации и кооперирования производства.

Реализация программных мероприятий позволит повысить уровень специализации производства, уровень кооперации производства, уровень механизации производства, производительность труда.

Литература

1. Степанов Г.И. Основные направления технического перевооружения производственной службы автомобильного транспорта. - М. 1988, - 64 с. - (Автомоб. трансп. Сер.4, Техн. эксплуатация и ремонт автомоб.: Обзор. информ. М-во автомоб. трансп. РСФСР. ЦБНТИ; JSSN 0202-0998; Вып. 2).
2. Андрианов Ю.В., Ефимов В.В., Созонтов Ю.П. Опыт организации централизованных производств по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей.- М. 1988.- 40 с
3. Кузнецов Е.С., Курников И.П. Основные направления совершенствования организации и структуры ПТБ автомобильного транспорта: // Автомоб. трансп. Сер.6, Техн. эксплуатация и ремонт автомоб.: Экспресс-информ./М-во автомоб. трансп. РСФСР. ЦБНТИ. - 1981. - Вып.9.

Русин В.Б.

**ПРОЕКТУВАННЯ МОДЕЛІ МІСЬКОЇ ПАСАЖИРСЬКОЇ
ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ**

В статті обґрунтовано новий підхід до проектування міських пасажирських транспортних систем за рахунок побудови динамічних комплексних моделей, спрямованих на формування ефективної структури парку. Створено алгоритм для написання оптимізаційних комп'ютерних програм. Рис. 2, дж. 7.

Перехід до ринкової економіки вимагає повного переосмислення підходів до організації діяльності галузей економіки держави, що стосується транспортного сектору, зокрема, системи міських пасажирських перевезень. Держава фактично ліквідувала свою монополію на міські пасажирські перевезення, коли віддала велику частку ринку цих послуг приватникам. При цьому вона залишила за собою лише законодавчу та контролюючу функції, що полягають у формуванні законодавчо-нормативної бази, цінової політики, проведення тендерів на одержання перевізником права обслуговувати пасажирів на маршрутах міста, сертифікації транспортних засобів і т. п. Однак цього виявилось недостатньо для формування належного базису, який би забезпечив ефективне функціонування такої системи. Як наслідок, ми одержали ситуацію, коли приватні перевізники працюють на маршрутах міста в стані так званої хаотичної конкуренції, що супроводжується наявністю парку рухомого складу нераціональної структури та низьким рівнем обслуговування пасажирів. Вихід з такого становища полягає у розробці на основі системного підходу комплексних багатофакторних моделей, які включають в себе певну кількість попередньо обґрунтованих факторів, з метою формування належної пропозиції – ефективної структури парку – відповідно до попиту на перевезення.

Над теоретичними основами міських пасажирських перевезень працювали такі відомі вчені як М.Є. Антошвілі, С.Ю. Ліберман, І.В. Спірін, Островський М.Б. [1-5]. Ними створено пропорційні вузькоспеціалізовані моделі на прикладі великих автотранспортних підприємств для оптимізації вибору рухомого складу на певному маршруті, які включають в себе наступні фактори: структуру парку, приведені затрати автотранспортного підприємства і народногосподарські затрати, соціальні (інтенсивність підходу пасажирів до зупинок, транспортна рухомість і т. п.), якісні (час очікування посадки, ймовірність відмови пасажирів у посадці) та експлуатаційні (інтервал руху) показники. Завдання вибору рухомого складу для маршруту вирішувалась при одній з двох основних умов: коли місткість автобуса є обмеженою певними граничними значеннями та коли місткість автобуса вибирається із заданого ряду фіксованих значень. Кожна з цих умов розглядалась при постійній протягом дня пасажиромісткості автобусів, змінній їх кількості та при зміні обох показників [2].

Однак, зміна моделі економіки держави в свою чергу вимагає створення комплексних багатофакторних моделей на якісно вищому рівні, котрі б не лише описували деякі показники процесу перевезень та встановлювали наявність взаємозв'язку між ними, але й пояснювали причинно-наслідкові зв'язки між цими показниками та вихідними параметрами, що їх формують. Нові моделі мають бути орієнтовані на ринок транспортних послуг, учасниками якого є не тільки великі спеціалізовані державні автотранспортні підприємства, а також перевізники малого та середнього класу різних форм власності. Розробка просторової моделі динамічної в часі вимагає введення вихідного параметра – пасажиропотоку динамікою його зміни протягом доби. Проектування комплексної моделі повинно враховувати всі обставини в сукупності та можливі наслідки від її функціонування як єдиної систе-

ми. Системний підхід є своєрідною гарантією проти односторонності, можливості невідповідності розподілу ролей між складовими системи і є передумовою їх гармонійного функціонування як частини одного керованого об'єкта, так і системи в цілому [6]. Вибір оптимальної моделі системи міських пасажирських перевезень повинен лягти в основу розробки стратегії розвитку транспортної галузі.

Метою статті є обґрунтування нового підходу до проектування міських пасажирських транспортних систем за рахунок розробки комплексних багатофакторних динамічних моделей.

В процесі дослідження вирішувались наступні завдання:

– на основі системного підходу обґрунтовано вибір основних факторів системи міських пасажирських перевезень: чисельність рухомого складу, капітал, витрата пального, екологія, робоча сила, інтервал руху;

– створено алгоритм розрахунку оптимальної структури парку рухомого складу і, як приклад, побудовано відповідні графічні залежності.

Для побудови динамічної багатофакторної моделі потрібно попередньо обґрунтувати вибір факторів. Необхідною умовою при цьому має бути поєднання праці та капіталу. Оскільки створювана модель має комплексно та різносторонньо описувати процеси в транспортній системі, керуючись принципами системного підходу, тому вона повинна включати фактори, які умовно можна поділити на декілька груп:

– техніко-експлуатаційні (чисельність рухомого складу, інтервал руху);

– економічні (вартість рухомого складу – капітал; кількість використаного пального);

– соціальні (робоча сила);

– екологічні (кількість шкідливих викидів).

Основним показником, який є базовим для формування решти факторів і описує кількісну сторону міської пасажирської транспортної системи, є необхідна чисельність парку рухомого складу, що, в свою чергу, визначається розміром пасажиропотоку в динаміці його зміни протягом доби та продуктивністю транспортного засобу. Продуктивність визначається пасажиромісткістю, яка, так як і інші показники, вводиться до моделі, виходячи з фіксованого ряду наявних транспортних засобів, що експлуатуються в місті. Введення показників економічної групи оцінює обсяги та доцільність капітальних вкладень до проектованої системи, оскільки вартість парку складає основну її частину, а витрата пального в грошовому виразі становить значну частку собівартості перевезень. Робоча сила, що визначається чисельністю водіїв, містить в собі деякі протиріччя таким чином, що, з одного боку, вона є похідним від кількості рухомого складу і вказує на економію робочої сили для забезпечення виконання однакового обсягу перевезень пасажирів транспортними засобами різних марок, а з іншого - є соціальним фактором, що в певній мірі оцінює зайнятість населення. В час загострення світової техногенної кризи та посилення екологічних вимог до транспортних засобів врахування факторів екологічної групи при проектуванні моделей транспортних систем набуло особливої актуальності [7]. Саме тому виникає велика необхідність окремо вирізняти кількість шкідливих викидів, одержаних від спалювання відповідної кількості використаного пального парком рухомого складу за певний період, а не суму екологічного збору, яка відображається в собівартості перевезень.

Інтервал руху як фактор експлуатаційної групи є якісним показником, який містить в собі деякі протиріччя. З одного боку, його збільшення є передумовою зростання доходів перевізника, а з іншого – таке збільшення погіршує якість обслуговування пасажирів і суперечить їх інтересам. Через те доцільно застосувати інтервал руху як обмежуючий фактор.

Тепер необхідно встановити залежність між розглянутими показниками, які вводяться до моделі, та структурою парку. Капітал, кількість пального, шкідливих

викидів, лінійних водіїв є похідними показниками від чисельності транспортних засобів (див. рис.1: блок №10-13). Між ними існує функціональна залежність прямопропорційного характеру, тому на характеристичному графіку вони зображаються однією лінією. Інтервал руху також є похідним від чисельності парку (див. рис.1: блок №10-13), однак між ними існує функціональна залежність обернено пропорційного характеру.

Розглянемо алгоритм побудови багатофакторної динамічної моделі системи міських пасажирських перевезень, представлений відповідною блок-схемою (рис. 1).

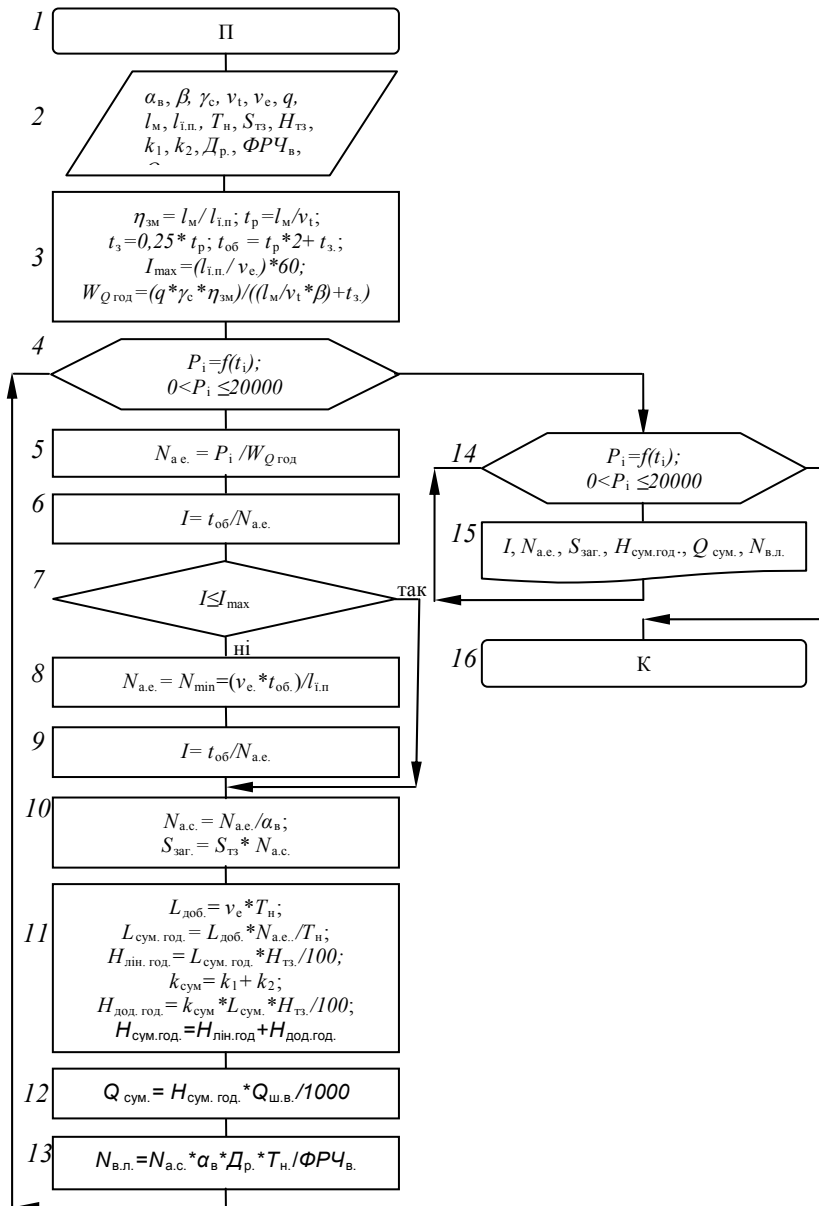


Рис. 1. Блок-схема алгоритму розрахунку
Блок 1 – початок алгоритму розрахунку. Блок 2 – введення вихідних даних.

Блок 3 – виконання попередніх розрахунків умовно сталих величин, які не є залежними від зміни годинного пасажиропотоку.

Блок 4 – циклічний блок, який задає значення годинного пасажиропотоку відповідно для кожної години доби (дані одержані на основі статистичних досліджень).

Блок 5 – розрахунок експлуатаційної кількості транспортних засобів.

Блок 6 – розрахунок інтервалу руху.

Блок 7 – накладання обмеження на максимально допустимий інтервал руху. В періоди різкого спаду пасажиропотоку необхідна кількість транспортних засобів, що працює на лінії, може бути меншою до 10 разів, ніж в години-пік, а розрахунковий інтервал руху сягати 30-50 хвилин, що відповідно негативно відображається на якості обслуговування пасажирів. Тому виникає потреба у встановленні мінімальної кількості рухомого складу, що працює на лінії, нехтуючи при цьому розміром пасажиропотоку та неефективними транспортними затратами за умови максимально допустимого інтервалу руху I_{\max} (блок 3). Нерівність $I \leq I_{\max}$ обґрунтовує доцільність використання пасажирського автотранспорту для забезпечення належного обслуговування населення таким чином, що навіть за умови максимального часу очікування пасажирів на посадку сумарні затрати часу на переміщення будуть вдвічі меншими від затрат на пішохідне переміщення.

Блок 8 – повторний розрахунок експлуатаційної чисельності парку рухомого складу.

Блок 9 – повторний розрахунок інтервалу руху.

Блок 10 – розрахунок вартості парку транспортних засобів.

Блок 11 – розрахунок витрати пального.

Блок 12 – розрахунок кількості шкідливих викидів.

Блок 13 – розрахунок чисельності лінійних водіїв.

Блок 14 – циклічний блок (ідентичний блоку 4).

Блок 15 – виведення даних, необхідних для побудови відповідних графічних залежностей.

Блок 16 – завершення алгоритму розрахунку.

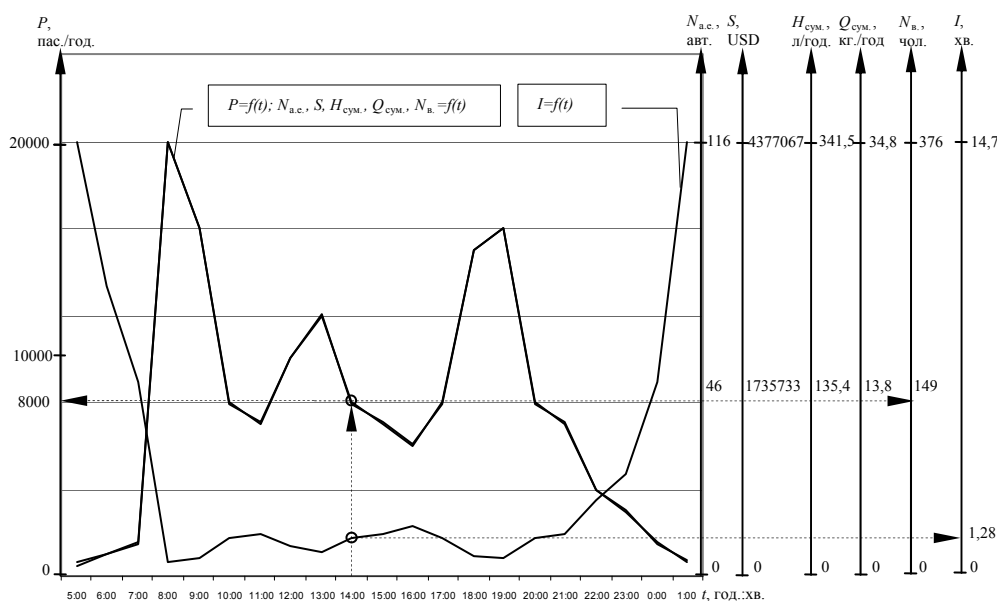


Рис. 2. Графічна модель міської пасажирської транспортної системи

На рис. 2 показано графічну модель міської пасажирської транспортної системи, побудовану на прикладі мікроавтобуса Богдан А-091 із пасажиромісткістю 45 місць. На вісі Х відкладено години роботи пасажирських транспортних засобів на маршрутах міста протягом доби, на лівій вісі Y – годинний пасажиропотік. На вісях Y (справа) відкладено: експлуатаційну кількість автомобілів, кількість використаного пального, шкідливих викидів, лінійних водіїв та інтервал руху. Оскільки, як вже раніше зазначалось, вказані фактори функціонально залежні від чисельності рухомого складу, тому вони мають однаковий характер зміни і їх криві накладаються та співпадають з кривою годинного пасажиропотоку, бо потреба в рухомому складі змінюється прямопропорційно до зміни попиту на перевезення. Інтервал руху має оберненопропорційний характер зміни до чисельності парку. Для прикладу на графіку показано значення факторів для 14:00 при середньому годинному пасажиропотоці 8000 пас./год. У такий спосіб до моделі вводяться декілька марок транспортних засобів, а порівняльний аналіз відповідно дає змогу комплексно підійти до вибору оптимальної структури парку, якою можна маніпулювати протягом доби. Однак з метою уникнення зображення громіздких графічних залежностей та кращої наочності модель було спрощено і побудовано на прикладі лише однієї марки транспортного засобу.

Таким чином, розробка комплексної динамічної моделі теоретично обґрунтовує доцільність застосування нового підходу до проектування міських пасажирських транспортних систем. Введення до моделі різного роду факторів, особливо актуальних в період переходу до ринку, поєднання яких в комплексі на основі системного підходу дає змогу прийняти оптимальне рішення щодо формування ефективної структури парку. Створений алгоритм розрахунку є базою для написання відповідних оптимізаційних комп'ютерних програм. Розглянута модель є своєрідним фундаментом для проектування моделей в розрізі маршрутної мережі, що вимагає додаткового введення багатьох факторів імовірнісного характеру, які описують рухомість населення. А це, в свою чергу, розширює поле досліджень взаємозв'язку між факторами, не обмежуючись тільки застосуванням функціональних залежностей, а також кореляційно - регресійного аналізу та інших методів математичної статистики.

Література

1. Аксенов И.Я. Единая транспортная система: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
2. Антошвили М.Е., Либерман С.Ю., Спиринов И.В. Оптимизация городских автобусных перевозок. – М.: Транспорт, 1985. – 102 с.
3. Афанасьев Л.Л. и др. Единая транспортная система и автомобильные перевозки: Учебник для студентов вузов / Л.Л. Афанасьев, Н.Б. Островский, С.М. Цукерберг. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 333 с., ил.
4. Пассажирские автомобильные перевозки: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Эксплуатация автомобильного транспорта» / Л.Л. Афанасьев, А.И. Воркут, А.Б. Дьяков, Л.Б. Миротин, Н.Б. Островский; под. ред. Н.Б. Островского – М.: Транспорт, 1986. – 220 с.
5. Володин Е.П., Громов Н.И. Организация и планирование перевозок автомобильным транспортом: Учебник. – М.: Транспорт, 1982. 224 с.
6. Канарчук В.С., Лудченко О.А., Бариневич Л.П., Бойко Г.Ф., Козак Л.С., Приймак Т.О. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. – К.: Логос, 1996. – 348 с.
7. Аксенов И.Я, Аксенов В.И. Транспорт и охрана окружающей среды.–М.: Транспорт, 1986.–176 с.

Тригуб А.С.

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ СИТУАЦИИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ ИНТЕНСИВНЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Приведен анализ факторов, влияющих на объемные показатели вредных выбросов эксплуатируемым автотранспортом, показана тенденция развития экологической ситуации, обусловленная интенсивным использованием автотранспорта. Рис.1., табл.1, ист.11.

Обязательства государства по обеспечению экологической безопасности и поддержанию экологического равновесия на его территории устанавливает основной закон Украины – Конституция Украины (статья 16).

Вопросы охраны окружающей среды и поддержания ее качества на определенном уровне – одни из самых актуальных в современном мире. Озабоченность общества проблемами окружающей среды проявлялась всегда. Однако в результате чрезвычайно быстрого научно-технического прогресса она приобрела более широкий научный, экономический и социальный смысл.

Постоянный рост содержания в атмосфере углекислого газа способен в обозримом будущем вызвать цепную реакцию явлений, иногда фатальных для человечества. Он пропускает солнечную радиацию и не пропускает излучение Земли, создавая тем самым тепличный эффект.

Основными источниками загрязнения атмосферного воздуха в промышленных странах являются автомобили и другие виды транспорта, а также промышленные предприятия и тепловые станции. Неблагоприятное воздействие транспорта усугубляется отсутствием объездных дорог, что заставляет транзитный транспорт двигаться через густо застроенную и заселенную зону.

Этому способствует выпуск на трассы более 20% автомобилей с бензиновыми двигателями с нарушением существующих норм по содержанию токсичных компонентов в отработанных газах [1]. На долю автотранспорта следует отнести 60% всех загрязнений городского воздуха.

В настоящее время на 1 км² территории Земли приходится более 5 автомобилей, а в крупнейших городах промышленно развитых стран эта плотность выше в 200-300 раз. Интенсивность движения автотранспорта в крупных городах Украины отличается высокими показателями: от 1800 до 2300 автомобилей в час на главных магистралях городов.

В вину автомобилю ставят огромные массы вредных веществ, поступающих в атмосферу с выхлопными газами, а также шум и вибрацию, не менее опасные, чем загрязненный воздух. Результаты расчетов производства и потребления моторных топлив автотранспортом Украины свидетельствуют об огромных количествах ежегодно потребляемых для этих целей бензина, дизельного топлива и природного газа [2].

Например, в 2005 году автомобильному транспорту потребуется: 12 млн. тонн бензина, 4,4 млн. тонн дизельного топлива, 12 млрд. м³ природного газа.

При этом прогнозируется, что количество эксплуатируемых грузовых автомобилей составит свыше 1 млн., автобусов 150 тыс. и легковых автомобилей около 4 млн. единиц.

Автомобильные выхлопные газы – это смесь до 200 ингредиентов. В ней содержатся углеводороды, не сгоревшие компоненты топлива, доля которых воз-

растает, если двигатель работает на малых оборотах или в момент увеличения скорости на старте, то есть, находясь в «пробках» или у красного сигнала светофора. В таких ситуациях выделяется в 10 раз больше несгоревших частиц, чем при работе двигателя в нормальном режиме.

К несгоревшим газам относят и монооксид углерода. В выхлопных газах двигателя, работающего на нормальных режимах при качественном бензине, его содержание может достигать до 2,7 %. При снижении скорости эта доля увеличивается до 3,9 %, а на малом ходу возрастает до 6,9%.

Монооксид и диоксид углерода, как и большинство других газовых выделений двигателей, тяжелее воздуха и скапливаются эти примеси, как правило, в приземном слое. Соединяясь с гемоглобином крови, они препятствуют поступлению кислорода к тканям организма, оказывая на него весьма эффективное отравляющее воздействие. В выхлопных газах содержатся альдегиды, обладающие резким запахом и раздражающим действием.

Кроме того, в выхлопных газах присутствуют также неразложившиеся углеводороды топлива. Среди них особое место занимают непредельные углеводороды этилового ряда, в частности, гексен и пентен.

При технической неисправности двигателей и в моменты «форсажа» выделяется большое количество смол, а дымность выхлопа указывает на содержание полициклических углеводородов, в том числе, бензопирена.

Весьма опасной составной частью выхлопных газов автомобилей, работающих с использованием бензина, являются соединения неорганического свинца, образующиеся при сгорании в двигателе тетраэтилсвинца, который используется в виде добавок к бензину.

В атмосферном воздухе свинец содержится преимущественно в виде неорганических соединений. Количество свинца в крови человека возрастает с увеличением его содержания в воздухе. Последнее ведет к снижению активности ферментов, участвующих в насыщении крови кислородом, и, в конечном счете, к нарушению обменных процессов в организме.

Исследования, проведенные в ФРГ в 1969г., показали, что в основных промышленных центрах концентрация его в воздухе достигала 0,02 мг/м³ [3].

Следует иметь ввиду, что при эксплуатации автомобильных двигателей с высокой степенью сжатия наблюдается выброс в воздух смеси галогенидов и окиси свинца, образующихся в результате добавок к бензину специальных присадок для повышения летучести свинца, например, дибром-этана.

Японские исследователи показали, что загрязнения воздуха сернистым газом способствует заболеванию бронхиальной астмой.

В то же время принято считать, что сам сернистый газ является индикатором степени загрязнения атмосферы [1].

Кроме угрозы здоровью людей загрязнение атмосферы обусловило значительный экономический ущерб в результате коррозии и разрушения материалов, гибели растений и сокращению урожайности сельскохозяйственных культур.

По материалам Агентства по охране окружающей природной среды, общий ущерб экономике составляет около 80 долларов США на одного жителя. Следовательно, в условиях непрерывного роста объемов автомобильного транспорта и повышения интенсивности его использования, снижение загазованности воздушной среды – одна из главных задач работников автомобильного транспорта.

Топливная экономичность и экологическая безопасность автомобильного транспорта в значительной мере определяется техническим состоянием и качеством регулирования систем топливо питания и зажигания, газораспределительного механизма, отложением нагара на стенках камеры сгорания, увеличением механических потерь в трансмиссии и сил сопротивления движению.

У бензиновых двигателей по этим причинам возможно возрастание расхода топлива от 3 до 200 %, а у дизельных – на 5-25 %. Техническое состояние двигателя, топливной аппаратуры и систем зажигания оказывают чрезвычайно сильное влияние на уровни образования и выбросов вредных веществ отходящими газами, в том числе, канцерогенных углеводородов, индикатором количества которых является бензопирен [4].

При этом неисправности автомобилей общего характера приводят к увеличению выброса бензопирена с отходящими газами в 2-5 раз, а неисправности систем топливопитания и зажигания рабочей смеси могут увеличивать уровни выброса бензопирена в 100 раз. Можно считать, что объем выбрасываемых с отходящими газами канцерогенных ингредиентов является главным показателем экологического несовершенства автомобилей.

Для ограничения негативного воздействия автомобиля на среду обитания человека в странах Европейского Союза принято около 100 правил, связанных с проблемами экологии и безопасности. Чтобы улучшить экологические показатели бензиновых двигателей, необходимо отказаться от применения этилированных бензинов, а также уменьшить выделение оксидов азота и твердых частиц. Последнее относится и к дизелям.

С этой целью вводится законодательное ограничение выбросов вредных основных веществ, причем нормы в различных государствах разные. Значения выбросов вредных веществ у серийных автомобилей массой до 3,5 тонн приведены в таблице 1.

Таблица 1

Нормативный документ	Год ввода в действие		Нормы выбросов, г/км		
	В Европе	В России	Монооксид углерода	Углеводороды + оксиды азота	Твердые частицы (для дизелей)
ОСТ 37001.054-86	-	1990	13,33	4,99	-
Правила № 83-02	1993	1999	2,72	0,97	0,14
ЕЭК ООН (Евро-1)	1996	2001	2,2	0,5	0,1
ЕЭК ООН (Евро-2)	1999	-	2,3	0,2+0,15	0,05

В Украине, как, впрочем, и в России даже обязательные для исполнения стандарты соблюдаются лишь частично. В эксплуатации нет современной газоанализирующей аппаратуры, стендов и т.д. Поэтому экологический контроль сведен к контролю, причем только на режиме холостого хода, содержания монооксида углерода и углеводородов в бензиновых двигателях и дымности выхлопа отходящими газами в дизелях.

Между тем известно, что выбросы соединений свинца, оксидов азота и твердых частиц характерны только для нагрузочных режимов и совершенно незначительны на холостом ходу [5]. На каждом нагрузочном и скоростном режиме двигатель выделяет токсичные компоненты в разных соотношениях. Как правило, максимум выброса токсических веществ приходится не на частоту вращения холостого хода, на которой замеряет токсичность служба ГАИ, а на средние обороты и режим максимальной мощности.[6].

Исключительную важность в оценке показателей экологической чистоты автотранспорта имеет шум, достигший таких уровней, которые неприятны для слуха и не безразличны для организма человека. Он – физический наркотик, калечит душу и тело человека и признан врагом номер один. Также шумовые характеристики транспортных потоков на скоростных дорогах не должны превышать 87 дБА, а на магистральных улицах и дорогах с грузовым движением 84-85 дБА [7].

Из мероприятий по экономии топлива и снижению токсичности двигателей транспортных средств следует выделить главные: дизелизацию, использование автомобилей, работающих на сжатом и сжиженном газе, применение новых видов топлива, водорода и водобензиновых смесей.

Значительный эффект обеспечивает совершенствование рабочих процессов и смесеобразования, применение рециркуляции отработавших газов, установка каталитических нейтрализаторов, применение менее токсичных антидетонаторов бензина, а также поддержание двигателя в технически исправном состоянии [8].

Чтобы обеспечить надлежащий акустический комфорт для населения при интенсивном движении автотранспорта, ширина автомагистрали должна быть не менее 100-120 м. Полосу между проезжей частью, жилой застройкой необходимо расширить и засадить многорядными посадками деревьев и кустарников.

Промышленные предприятия, являющиеся источниками шума, следует отделять от жилой застройки защитными зонами. Комплексный подход в осуществлении шумозащитных мероприятий обеспечивает необходимый эффект в избавлении населения от шума.

Косвенное представление о величинах выбросов вредных веществ, можно получить по оценке топливной экономичности различных типов автомобильных двигателей [9]. Так, удельный расход топлива для разных видов двигателей распределяется таким образом: для бензиновых двигателей составляет 306 г/кВт.ч, для дизельных – 245 г/кВт.ч, для газотурбинных – 280 г/кВт.ч.

Профессор В.А.Рязанов сформулировал основные критерии вредности атмосферных загрязнений [10]. Им установлено, что допустимой может быть признана такая концентрация ингредиента, которая не оказывает на человека вредного и неприятного действия, не снижает его работоспособности, не влияет на самочувствие и настроение. Недопустимыми, по его мнению, являются такие концентрации вредных веществ, которые неблагоприятно влияют на растительность, климат местности, прозрачность атмосферы и бытовые условия жизни населения.

На рис.1 приведена эволюция экологических требований для дорожно-транспортных средств и двигателей согласно законодательства Европейского Союза [11].

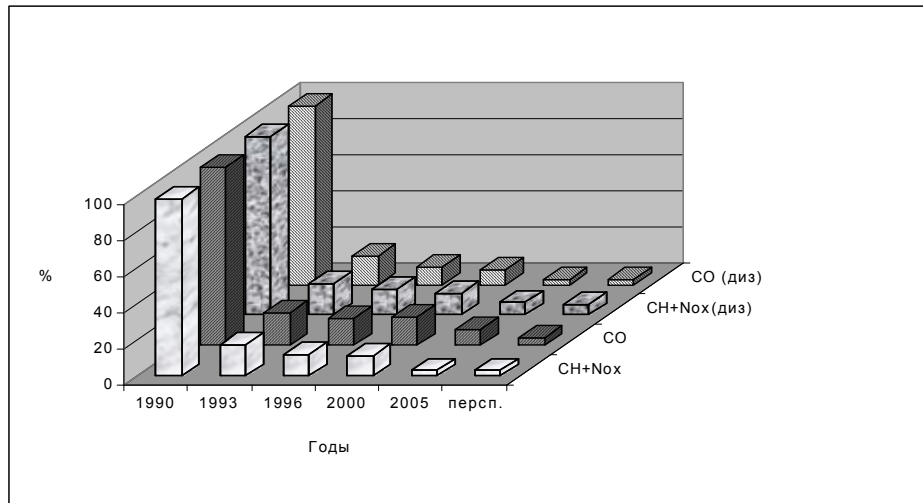


Рис. 1. Нормы выбросов вредных веществ для дорожно-транспортных средств массой до 3,5 т

Из этого рисунка следует, что для достижения Украиной европейских норм необходимо осуществить комплекс программ и мер, в том числе, по совершенст-

вованию двигателей и автомобилей, а также по гармонизации с Европейским Союзом требований к автомобильному топливу, которое ввозится в Украину и производится в ней. Актуальность этих работ обусловлена тем, что в загрязнении атмосферного воздуха в Украине доля автомобильного транспорта составляет около 60%.

Чтобы установить предельно допустимые концентрации атмосферных загрязнений, проводят токсикологические эксперименты. Что же касается норм выброса токсичных веществ с выхлопными газами, то следует руководствоваться следующими нормативными актами, действующими в Украине:

- ДСТУ 4276: 2004 «Норми і методи вимірювань димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями»;

- ДСТУ 4277: 2004 «Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів с двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі».

Необходимо отметить, что указанные в упомянутых стандартах нормы отвечают не гигиеническим требованиям к качеству воздуха населенных мест, а техническим возможностям современных автомобилей. Допустимое этими стандартами содержание в выхлопных газах окиси углерода и углеводородов соответствует количеству этих ингредиентов в выхлопных газах исправного и правильно отрегулированного двигателя транспортного средства.

Выводы. Анализ факторов, влияющих на объемные показатели вредных выбросов эксплуатируемым автотранспортом указывает, что непрерывный рост его объемов и повышение эффективности использования обусловили рост угрозы здоровью людей вследствие загрязнения атмосферы и значительный экономический ущерб в результате коррозии и разрушения материалов, гибели растений и сокращения урожайности сельскохозяйственных культур. Для ограничения негативного воздействия автотранспорта на среду обитания человека следует осуществлять регулировку двигателей и замеры выбросов вредных веществ в отработанных газах на специальных стендах на средних оборотах и режимах максимальной мощности, а не на режимах холостого хода двигателя. Улучшение экологических показателей автомобильного транспорта обеспечивается за счет дальнейшей дизелизации, распределения объемов применения автомобилей, работающих на сжиженном и природном газе и улучшения технического состояния автомобильного парка согласно действующих норм и правил.

Литература

1. Д.П.Никитин, Ю.В.Новиков «Окружающая среда и человек», М.: Высшая школа, 1980.
2. П.М.Канило и др. «Автомобиль и окружающая среда», Харьков «Прапор», 2000.
3. Комплексная программа научно-технического прогресса в промышленности Донецкой и Ворошиловградской областей на перспективу до 2000 г. Донецк, 1981.
4. А.З.Філіппов. Промислова екологія. К.: Вища школа, 1995.
5. Богатырев А.В. и др. «Автомобили», М.: Высшая школа, 2004.
6. Говорущенко Н.Я. «Экономия топлива и снижение токсичности», М. «Транспорт», 1990.
7. Н.В.Селина. Экологически чистый автомобиль – мечта или реальность? М.: «Знание», 1990.
8. В.К.Вахламов «Автомобили», М.: «Знание», 2004.
9. Сайдаминов Р.Д. «Основы охраны окружающей среды». Ташкент, 1989.
10. В.А.Рязанов. Основные принципы гигиенического нормирования атмосферных загрязнений. Журнал «Гигиена и санитария», №5, 1949.
11. А.М.Редзюк и др. «Интеграция Украины до ЕС в сфере защиты окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта: задачи и перспективы». Журнал «Автошляховик України». №1, 2005, стр.3-7.

Тригуб А.С., Захаров В.П.

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАССАЖИРОПОТОКОВ ПО ОСНОВНЫМ НАПРАВЛЕНИЯМ ДВИЖЕНИЯ НА МАРШРУ- ТАХ ЛУГАНСКОЙ ОБЛАСТИ

Проведен анализ статистических исследований пассажиропотоков на маршрутах, рассмотрены пути оптимального распределения подвижного состава по сети, а также составления рациональной маршрутной сети. Рис.3, табл.1, ист.3.

В единой транспортной системе Украины пассажирский автомобильный транспорт занимает ведущее место в обслуживании населения.

За последние 15 лет его роль существенно возросла, что объясняется спадом перевозок воздушным транспортом. Этот период характеризуется интенсивным развитием автомобильного транспорта как между отдельными населенными пунктами, так и внутри их, обеспечивая возрастающие перевозки людей и грузов, в том числе, ручной клади и багажа.

Рассматривая пример транспортного комплекса Луганского региона, следует отметить выгодное географическое расположение территории области и входящих в нее городов. Областной центр региона - город Луганск с населением около 600 тыс. человек – один из крупнейших городов Украины, промышленный центр востока страны и важнейший транспортный узел, через который проходят железнодорожные, автомобильные и воздушные пути с запада и востока Украины к северным, центральным и южным областям России. Область располагает широкой сетью автомобильных дорог, протяженность автодорог государственного значения составляет 458,9 км, автодорог общего пользования – 4016,2 км, в т.ч. 2313,8 км районного значения, 1697,4 км – сельских дорог, в целом общая протяженность автомобильных дорог региона превышает 10 тыс. км.

Из табл. 1 видна тенденция изменения количества маршрутов по годам.

Таблица 1

Показатели маршрутной сети в период с 2000 по 2004 г.г.

Маршрут / Количество	Период времени, год				
	2000	2001	2002	2003	2004
Междугородные	130	158	183	203	219
Пригородные	196	232	236	263	279
Городские	88	120	124	127	145

В период формирования рыночных отношений в транспортном комплексе определяющими факторами при создании маршрутной сети являются направления перемещения, распределение по территории обслуживаемого района и мощность пассажирских потоков.

Целью настоящей работы является исследование пассажиропотоков на маршрутах по основным направлениям Луганской области на основе статистических данных, а также постановки вопроса в определении основных величин, необходимых для составления рациональной маршрутной сети.

Изучение пассажиропотоков позволяет выявить основные закономерности их колебания для использования результатов обследований в планировании и организации перевозок. На отдельных маршрутах их проводят с целью повыше-

ния качества сервисного обслуживания пассажиров, используя информацию, полученную при решении технологических задач выбора и распределения подвижного состава, рационализации режимов и расписаний движения.

Все процессы на общественном транспорте носят вероятностный характер. Пассажиры оцениваются количеством пассажиров, которое перевозится или планируется перевозить на каждом отрезке пути в одном направлении в единицу времени [1]. Для обеспечения нормального функционирования системы обслуживания пассажиров на маршрутах общего пользования необходимо систематически получать информацию о параметрах пассажиропотоков. Такая информация может быть получена в результате определения пассажиропотоков с помощью различных методов, в частности, методов обследования, моделирования, прогнозирования. Для каждого вида обследования транспортного обслуживания населения характерны своя направленность, характер получаемой информации и ее объем, применяемые методы [2], (рис.1).

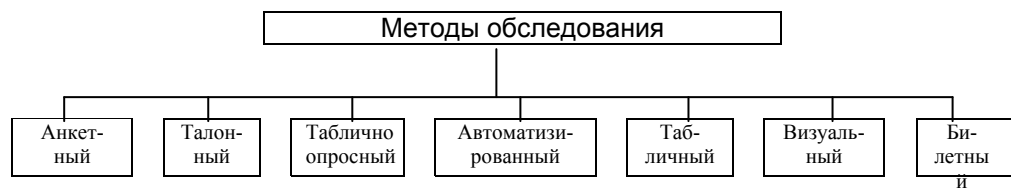


Рис.1 Методы изучения уровня транспортного обслуживания населения

Эффективность логистических информационных систем пассажирских перевозок будет неодинакова для различных ситуаций транспортного обслуживания жителей населенных пунктов. Общепринятой является классификация передвижений пассажиров по признаку «цель поездки». [3] Известные варианты сводятся к следующему перечню:

- трудовые - на работу и с работы (в том числе и на учебу);
- деловые (служебные) поездки, совершаемые в рабочее время пассажира в связи с производственной необходимостью;
- культурно-бытовые (или социально-бытовые) - поездки по различным личным и бытовым нуждам граждан, являющиеся эпизодическими и существенно зависящие от доходов, социального статуса, рода занятий и возраста пассажиров.

При этом для повышения обоснованности решений по организации перевозок пассажиров все передвижения жителей можно разделить на две большие группы, характеризующиеся:

- добровольная подвижность - поездками, совершаемыми в свободное время;
- вынужденная - поездками, совершаемыми при выполнении социальных функций (например, поездки на работу).

На данном этапе объектом изучения пассажиропотока в Луганской области определим междугородные маршруты. Согласно Закону Украины «Про автомобильный транспорт» к междугородным перевозкам относятся такие, длина которых превышает 50 км, и которые проходят в границе территории области.

При этом выделим маршрут «Луганск - Свердловск», «Свердловск - Луганск». Свердловск – город областного подчинения, административный центр района, основной отраслью которого является угольная промышленность: производство и переработка угля с отгрузкой потребителю. Свердловск расположен на юге области в 73 км от Луганска. Население города и подведомственной городскому Совету территории составляет 135,8 тыс. чел. При этом примерно одна треть населения совершает ежегодные передвижения в областной центр в зави-

симости от «цели поездки».

Классификация передвижений по времени является двухуровневой, с использованием двух независимых признаков: периодичность поездки и фиксированность по времени суток. Для обеспечения фиксированных передвижений транспорт должен подстраиваться под заданное время (или заданный интервал) поездки. В этом случае необходима концентрация подвижного состава по времени суток. Если же пассажиры имеют свободу выбора времени поездки, то они подстраиваются под расписание движения транспортных средств. При соблюдении графика движения пассажиропотоки концентрируются по времени суток в моменты прохождения транспортных средств через остановочные пункты.

Потребность в поездках закономерно изменяется по периодам суток [1], достигая максимума в часы пик. Часами пик называют периоды времени, в течение которых провозные возможности транспортной системы используются в максимальной степени. В часы пик совершаются преимущественно трудовые и учебные поездки. По интенсивности спроса на транспортное обслуживание можно выделить следующие характерные периоды (время указано ориентировочно, для каждого случая рассматривается индивидуально):

- начальный - с начала движения до 7 ч;
- утренний пик - 7...9 ч;
- межпиковый период - 9...15 ч;
- вечерний пик - 15...18 ч;
- заключительный - с 18 ч до окончания движения.

На рис.2 можно увидеть распределение пассажиропотока на исследуемом маршруте по часам суток.

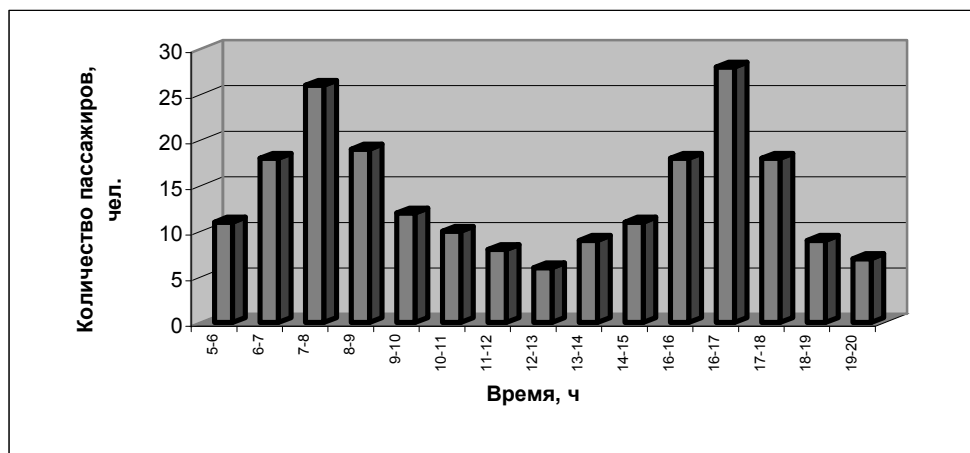


Рис. 2. Распределение пассажиропотока по часам суток за август месяц 2004 года на маршруте «Луганск – Свердловск»

Материалы изучения и анализа пассажиропотоков позволяют установить характер изменения и распределения пассажиропотоков во времени и пространстве. Пассажиропотоки на междугородных маршрутах неравномерны и нередко характеризуются значительными изменениями во времени, по направлениям и участкам маршрута. Неравномерны не только объемы перевозок (пассажиропотоки), но и средние расстояния поездок пассажиров.

Одной из характерных особенностей автобусных междугородных перевозок является их неравномерность по дням недели (месяца). Эта неравномерность

возникает в основном из-за увеличения пассажиропотоков в субботние, воскресные и особенно в праздничные и предпраздничные дни.

На рис.3 показана указанная динамика изменения величин.

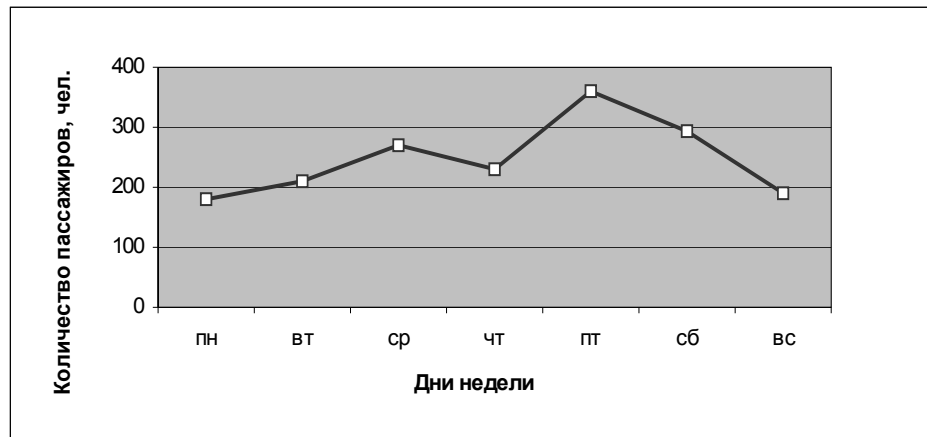


Рис. 3. Распределение пассажиропотока по дням недели за август месяц 2004 года, на маршруте «Луганск - Свердловск»

Междугородные перевозки характеризуются большой неравномерностью по месяцам, кварталам и сезонам года. Наибольшее число пассажиров перевозится в 3-м квартале, что связано с периодом летних отпусков и ростом подвижности населения в это время. Значительнее, чем по кварталам, наблюдается неравномерность по месяцам года. Максимальный объем перевозок пассажиров осваивается в августе месяце, несколько меньше - в июле, а минимум приходится на февраль. На рис. 4 видна подвижность населения по месяцам 2004 года.

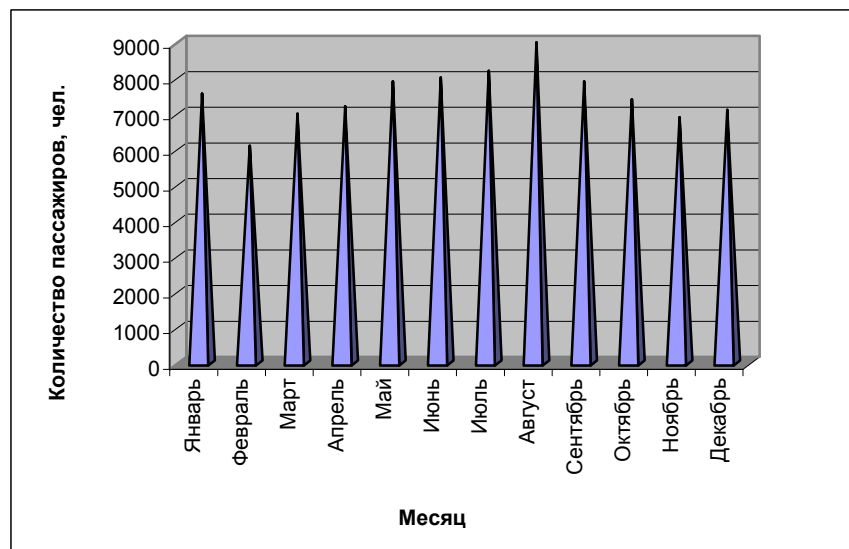


Рис. 4. Подвижность населения по месяцам 2004 года на маршруте «Луганск - Свердловск»

Следует отметить, что по результатам обследований транспортного об-

служивания населения не представляется возможным решить ряд производственных задач, связанных с планированием и организацией работы подвижного состава общественного транспорта на маршрутах общего пользования, для решения которых используются математические модели, основанные на закономерностях формирования характеристик пассажиропотоков. Однако отчетно-статистические данные могут не отражать действительное положение вещей из-за недостаточного контроля на линии. Изучение пассажиропотоков на отдельных маршрутах проводят с целью повышения качества транспортного обслуживания пассажиров, для чего используют информацию, полученную при решении технологических задач выбора и распределения подвижного состава, выбора наиболее оптимального транспортного средства, рационализации режимов и расписаний движения. Определение на этой основе объемов транспортной работы на любой период позволит в проектах планировки выбрать рациональное соотношение между расселением и транспортной инфраструктурой, рассчитать необходимое количество, тип подвижного состава, рационально составить маршрутную сеть и оптимально распределить подвижной состав по сети.

Выводы. Зная закономерности изменения пассажиропотока на маршрутах, можно составить модель желаемой системы организации перевозок пассажиров. Таким образом, математические модели транспортной подвижности населения имеют практическое значение. С их помощью представляется возможность оптимизировать течение процесса перевозок и прогнозировать тенденции его развития при меняющихся внешних условиях, что имеет весьма существенное значение при решении различных, в том числе, и социальных проблем транспортного обслуживания населения.

Литература

1. Спирин И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 400с.
2. Организация перевозок пассажиров автомобильным транспортом / С.Л.Голованенко, И.Г.Крамаренко, В.В.Перфильев, В.Г.Сословский; Под общ.ред. С.Л.Голованенко. – К.: Техника, 1981. – 167с.
3. Логистика: общественный пассажирский транспорт: Учебник для студентов экономических вузов / Под общ. ред. Л.Б.Миротина. – М.: Издательство «Экзамен», 2003. – 224 с.

УДК 65.012

Кичкин А.В., Кичкина Е.И.

ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ СБОРА И ХРАНЕНИЯ ИНФОРМАЦИИ В ТРАНСПОРТНОЙ ЛОГИСТИКЕ

В статье проведен обзор существующих программных продуктов для решения задач управления работой транспорта. Рассмотрена возможность создания автоматизированной информационной системы по сбору заказов на промышленном предприятии на основе оффлайновой обработки информации базы данных системы управления заказами в точках возникновения самих заказов. Выработаны основные стандартные требования к таким информационным системам. Ист. 2.

Обеспечение динамичной и рациональной организации работы транспорта в логистической системе существенно зависит от сбора и обработки информации. Развитие и доступность средств вычислительной техники делает возможным

применение различного типа информационных систем для управления работой транспорта.

Ряд специализированных компаний поставляет программные продукты для решения задач организации и контроля транспортного процесса. К числу таких программных продуктов относятся РС*MILER компании ALK Associates Inc, США, в комплекте которого компьютерная сеть автодорог стран СНГ, Балтии и Европы с расчетом маршрутов перевозок; комплекс программ фирмы «ТрансЛогистик», Москва для построения оптимальных маршрутов, распределения подвижного состава, оперативного учета и документооборота. Компания «ИНТЕР-СТАТУС», на базе программных продуктов РС*MILER предлагает комплекс программ «Автомобильный транспорт», компания «Инфотранс» г. Самара разработала информационную систему в среде СУБД Oracle «Экспедитор», которая решает задачи для службы грузоперевозок, склада и бухгалтерии, осуществляя обработку заказов на доставку, автоматизированное планирование и оперативный контроль перевозок. Множество программных продуктов, предлагаемых разными компаниями, не являются самостоятельными и предназначены для использования совместно с компонентой «Бухгалтерский учет» системы 1С.

Концепция современных информационных систем дает возможность эффективно решать или способствовать решению большинства задач транспортной логистики.

По функциональному назначению информационные системы подобного типа можно подразделить на несколько основных типов:

- информационные системы сбора и хранения информации в системах транспортной логистики;
- информационные системы принятия решений в системах транспортной логистики;
- информационные системы контроля(управления) в системах транспортной логистики.

Подобное деление отвечает, прежде всего, системно-кибернетическому определению информационной системы. Безусловно, такая классификация информационных систем в транспортной логистике является весьма обобщенной и носит скорее методологический, чем практический характер. Но в то же время среди основных задач создания и эксплуатации информационных систем транспортной логистики стоит задача сбора и хранения информации о состоянии материальных и информационных потоков как основополагающая с точки зрения создания и последующей эксплуатации двух других типов информационных систем. При этом только при соблюдении условий:

- оперативности;
- достоверности;
- технологичности.

информационные системы данного типа могут стать эффективной основой для :

- принятия решений в транспортной логистике;
- контроля(управления) потоками в транспортной логистике.

В практическом плане при решении задач сбора и хранения информации в транспортной логистике существует большое разнообразие предлагаемых решений в противоположность двум другим типам информационных систем, где уже много лет в отечественной и зарубежной практике наблюдается формирование и бурное развитие методических, алгоритмических и технологических стандартов информационных систем. Нашей задачей является выработка рекомендаций по формированию такого стандарта в системах сбора и хранения информации в транспортной логистике.

Оперативная деятельность в логистическом цикле предусматривает информационную поддержку таких процессов, как сбор и обработка заказов, постав-

ка грузов потребителям, координацию заказов на собственные нужды.

При больших объемах поставок информацию, которая необходима для выполнения заявок качественно и в срок, невозможно эффективно использовать без автоматизированного сбора, передачи заказов, их обработки и выдачи рекомендаций для принятия решений.

Проблема создания автоматизированной информационной системы по сбору заказов на промышленном предприятии существует в связи с невозможностью онлайн-доступа к базе данных системы управления заказами в точках возникновения самих заказов.

К решению этой задачи в стандартном технологическом исполнении приступало немало разработчиков, но любое решение оказывалось либо не эффективным, либо очень ограниченным функционально.

Принципиально решить существовавшую проблему стало возможным после создания компанией MICROSOFT операционной системы WINDOWS CE с поддержкой MS SQL –сервера для WINDOWS CE , а также с развитием для этой операционной среды базовых NET. технологий:

- NET.Compact Framework;
- ADO.NET;
- ASP.NET.

Все эти технологии, решая, казалось бы, несвязанные друг с другом задачи вместе взятые позволили решить главную проблему – приблизить актуальную базу продукции предприятия с возможностью оффлайн-ввода заказа к любому заказчику или покупателю (фактически дать в руки заказчика карманный компьютер(в дальнейшем КПК). Таким образом, в основу решения данной задачи была положена технология репликации (replication) и удаленного доступа к данным (remote data access), обеспечивающая двунаправленный обмен обновлениями между MS SQL SERVER 2000 в качестве основной базы данных предприятия на desktop-компьютере и в качестве клиентской части на КПК. При этом возможен как режим полного слияния (MERGE), так и режим выборочного взаимного обновления (SELECT).

Подытоживая собственный опыт практической разработки и внедрения, а также опыт коллег, разрабатывающих и эксплуатирующих подобные системы разного уровня сложности, функциональности и размера, можно сформулировать стандартные требования к ней:

- информационный сервер SQL-типа как основная база данных системы;
- мобильные терминальные устройства(класса карманных компьютеров или Smart Phone) с поддержкой систем доступа, хранения и репликации данных SQL-серверов как клиентская база данных;
- мобильные каналы связи и Internet как основа телекоммуникационной среды;
- максимальное использование стационарных компьютеров и каналов связи в местах интенсивной обработки информационных и материальных потоков (порты, станции, крупные транспортные терминалы);
- использование .NET – технологий разработки программного обеспечения;
- максимальное приближение ввода информации в базу данных к месту ее формирования;
- стандартизация бизнес-процессов сбора информации для разных видов транспорта(особенно в местах их взаимодействия).

Литература

1. Курганов В.М. Логистические транспортные потоки - М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2003- 252с.
2. Документация MS SQL SERVER 2000 for WINDOWS CE.

Мищенко Н. И., Заренбин В. Г., Химченко А. В.,
Колесникова Т. Н., Крамарь С. Н.

ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С НОВЫМ ЗОЛОТНИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Дано современное состояние проблемы создания четырехтактных двигателей с золотниковым механизмом газораспределения. Приводятся результаты исследовательских работ по экспериментальному двигателю с золотниковым механизмом оригинальной конструкции, разработанным в АДИ ДонНТУ. Рис. 7, ист. 2.

В настоящее время наибольшее распространение получили четырехтактные двигатели с клапанным механизмом газораспределения (МГ). Однако из-за относительно малых проходных сечений тарельчатых клапанов не обеспечивается хорошее качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежей смесью, что ухудшает мощностные и экономические показатели. Кроме того, наличие непостоянной кинематической связи клапанов с коленчатым валом вызывает повышенный шум при работе двигателя, а значительные силы инерции движущихся деталей механизма газораспределения (клапанов, клапанных пружин и др.) не позволяют двигателю развивать частоту вращения, которую имеют современные двухтактные ДВС – $7000...12000 \text{ мин}^{-1}$. Для повышения мощностных и экономических показателей четырехтактных ДВС, а в ряде случаев и снижения токсичности отработавших газов в настоящее время многие фирмы применяют достаточно сложные механизмы газораспределения. Сюда можно отнести многоклапанные МГ, механизмы с изменяемыми фазами газораспределения и высотой подъема клапанов. Известны разработанные МГ с электромагнитным и электрогидравлическим приводом клапанов.

Очевидно, существующий клапанный механизм газораспределения практически достиг своего совершенства и это заставляет многих ученых и исследователей уже сегодня вести поиск принципиально новых конструктивных решений.

Одним из направлений поисков является создание работоспособного МГ золотникового типа.

Целью статьи является оценка возможной перспективы применения на автомобильных двигателях механизма газораспределения золотникового типа.

Существует множество схем золотниковых газораспределительных механизмов для двигателей внутреннего сгорания. В целом их можно разделить на механизмы с вращающимися золотниками и движущимися поступательно. Золотники отличаются формой и могут быть цилиндрическими, сферическими, дисковыми и ленточными. В основном преобладают МГ с вращающимися золотниками.

Двигатели с цилиндрическим золотником имеют различные конструктивные исполнения и в зависимости от конструкции те или иные преимущества и недостатки.

Представляет интерес двигатель с газораспределительным механизмом [1], имеющий цилиндрический золотник с охлаждаемыми каналами. Данный двигатель (рис. 1) обладает достаточной надежностью и долговечностью работы вследствие меньшей, чем у других, теплонапряженности золотника, благодаря его принудительному охлаждению. Однако двигатель с таким МГ имеет большую массу и габариты по высоте, а также сложную конструкцию из-за необходимости выполнения золотникового механизма с разветвленной сетью охлаждающих каналов, наличия сложной системы уплотнений, наличия насоса для осуществления циркуляции охлаждающей жидкости и т.п.

Такая конструкция газораспределительного механизма не позволяет выполнить достаточно компактную форму камеры сгорания из-за наличия уплотнения со стороны цилиндра.

Имеется большое многообразие золотниковых МГ со сферическим золотником. Конструкция МГ (рис. 2) отличается наличием в одном сферическом золотнике впускного и выпускного каналов переменно го сечения, что позволяет осуществлять частичное охлаждение золотника за счет свежего заряда. Однако такая конструкция золотника существенно снижает качество газообмена.

Одним из наиболее важных недостатков золотниковых механизмов — это невозможность осуществления на надлежащем уровне отвода лишней теплоты, что при достаточно высоких требованиях к точности изготовления деталей может привести к деформации и заклиниванию золотникового органа.

Механизмы с плоскими золотниками имеют существенно меньшие габариты двигателя по высоте, хотя при наличии двух золотников увеличивается ширина головки цилиндра. Кроме того, как и у других типов золотниковых механизмов газораспределения, остается нерешенной проблема уплотнения золотника.

Очевидно, что создание новых золотниковых МГ должно идти по пути снижения технологической сложности исполнения механизма, повышения качества уплотнения камеры сгорания и каждого канала в отдельности, получение оптимальной камеры сгорания и снижения теплонапряженности золотника.

На кафедре «Автомобили и двигатели» АДИ ДонНТУ при участии авторов был разработан и создан экспериментальный образец одноцилиндрового двигателя с золотниковым МГ оригинальной конструкции [2]. Газораспределительный механизм (рис. 3) имеет цилиндрический золотник 1 с впускным 2 и выпускным 3 каналами и две группы уплотнений. Каждая группа уплотнений включает уплотнитель 8 с отверстием 6 или 7 и уплотнительным кольцом 13 и две глухие заглушки 10, выполненные в виде башмаков. Уплотнитель и заглушки прижаты к поверхности золотника соответствующими пружинами 11, 12.

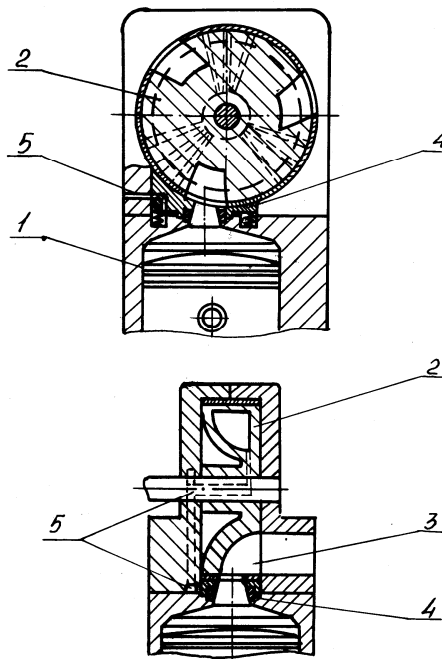


Рис. 1. Газораспределительный механизм с цилиндрическим золотником: 1 — цилиндр; 2 — цилиндрический золотник; 3 — каналы; 4 — система уплотнений; 5 — каналы для охлаждения

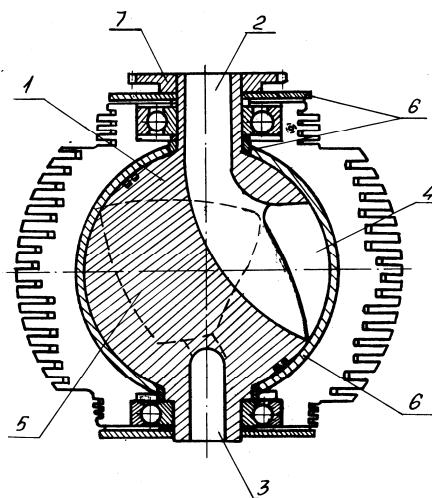


Рис. 2. Газораспределительный механизм со сферическим золотником:

1 — золотник; 2 — впускной канал; 3 — выпускной канал; 4 — впускное окно; 5 — выпускное окно; 6 — уплотнения золотника; 7 — звездочка привода золотника

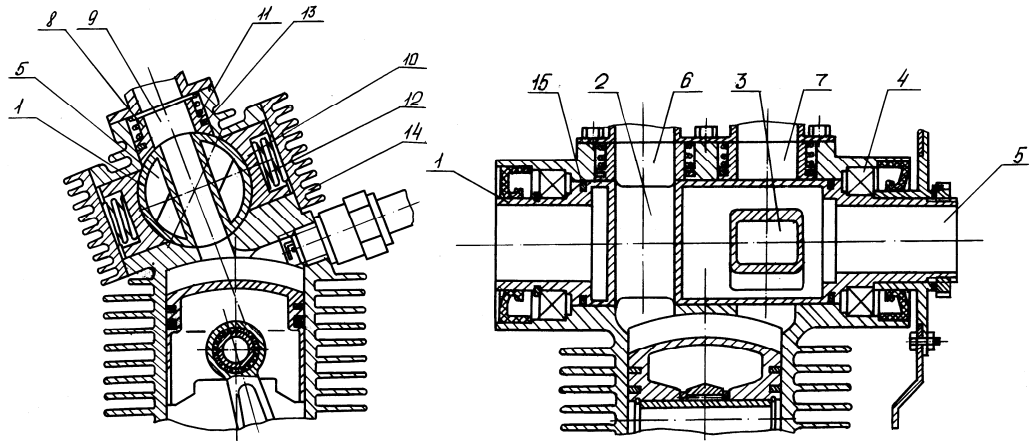


Рис. 3. Золотниковый механизм газораспределения экспериментального двигателя

Уплотнители расположены в расточках 9 головки цилиндра двигателя со стороны, противоположной цилиндру, а заглушки 10 размещены в расточках головки цилиндра двигателя с зазором и закрыты крышками 14. Отверстия 6 и 7 с впускным и выпускным каналами золотника образуют единые газопроводные тракты, которые соединяют камеру сгорания соответственно с впускной и выпускной системами двигателя. С каждой стороны золотника между подшипником и группой уплотнений установлено уплотнительное кольцо 15.

Золотник установлен на подшипниках 4, размещенных в головке цилиндра, и имеет жестко закрепленную на нем звездочку для кинематической связи с коленчатым валом двигателя.

Подшипники золотника воспринимают нагрузки от сил прижатия уплотнителей и давления газов на золотник. Такая автономная установка золотника, а также возможность свободного перемещения заглушек в расточках оказывают содействие свободному вращению золотника при наличии температурных деформаций деталей.

Особенностью такого золотникового механизма является то, что в разработанной системе уплотнений предотвращается попадание газов из камеры сгорания в каналы золотника во время тактов сжатия и рабочего хода, благодаря чему величины объемов пустот этих каналов не влияют на рабочий процесс двигателя. Немаловажно и то, что качество уплотнения не зависит от режима работы двигателя.

Вынос уплотнителя из зоны высокого давления позволяет выполнить камеру сгорания оптимальной формы и обеспечить минимальную длину впускного и выпускного каналов, что повышает мощность и экономичность двигателя.

Кроме того, наличие осевого канала 5 для прохождения охлаждающей среды позволяет обеспечить принудительное охлаждение золотника, что при наличии достаточно короткого пути для прохождения отработавших газов через выпускные отверстия снижает тепловую напряженность золотника, уменьшает износ и повышает надежность работы золотникового механизма в целом.

Анализ геометрических параметров золотникового МГ показывает, что фазы газораспределения определяются углом γ (рис. 4) и высотой окна $a_{цил}$ головки цилиндра. Площадь сечения канала зависит от угла φ поворота коленчатого вала, радиуса R_3 золотника, ширины b канала и с учетом передаточного отношения привода определяется по формуле

$$f(\varphi) = ab = 2bR_{\zeta} \sin \frac{\varphi}{4}. \quad (1)$$

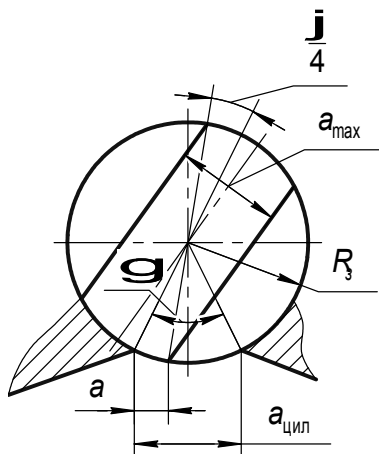


Рис. 4. К определению время-сечения золотника

В конструкции системы уплотнения механизма газораспределения значение угла γ может достигнуть 90° , что соответствует 360° поворота коленчатого вала. Это позволяет, задаваясь размерами каналов золотника и окон головки цилиндра, получить практически любые фазы газораспределения. Таким образом, в данной конструкции МГ обеспечивается увеличение проходных сечений и снижение сопротивлений органов газораспределения.

В конечном итоге качество очистки и наполнения цилиндра определяется время-сечением окон золотника.

Зависимости площади проходных сечений f каналов и их время-сечения A для экспериментального двигателя с диаметром цилиндра 50 мм и $a_{max} = 12$ мм, $b = 18$ мм и $R_{\zeta} = 18$ мм показаны на рис 5.

Одной из особенностей данного золотника при наличии таких уплотнений является сравнительно большая затрата мощности на привод МГ. Для получения оценки влияния системы уплотнений золотника на привод МГ были определены механические потери в двигателе методом прокрутки. Снятие мощности механических потерь N_m проводилось при пол-

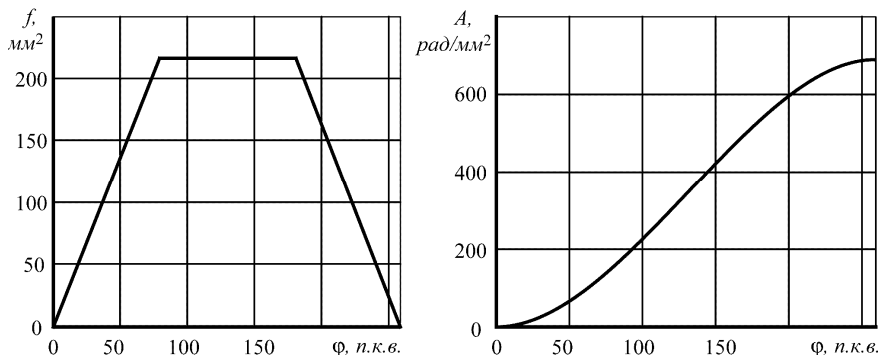


Рис. 5. Зависимости площади проходного сечения каналов и время-сечения от угла поворота коленчатого вала

ностью открытой дроссельной заслонке и выкрученной свече зажигания. Это повысило влияние газодинамических потерь. Механические потери двигателя определялись при подсоединенном и выключенном приводе золотника (рис. 6).

Определение механических потерь производилось при различной силе $P_{пр}$ затяжки пружин уплотнителей (рис. 7) и, как показали эксперименты, при малых частотах вращения коленчатого вала значение силы $P_{пр}$ не оказывает существенного влияния на механические потери в двигателе. При увеличении частоты вращения затяжка пружины оказывает более существенное влияние на механические потери. В целом же следует отметить, что практически на всех скоростных режи-

мах из всех механических потерь в двигателе более 30 % приходится на привод золотника.

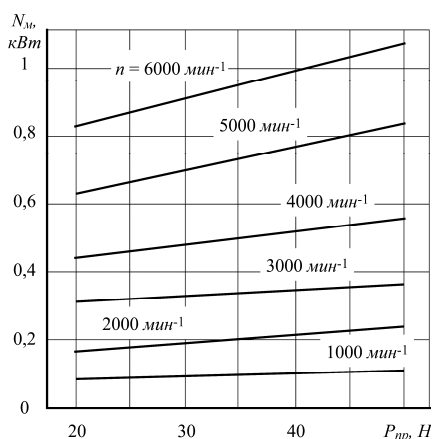


Рис. 6. Зависимость механических потерь в двигателе от частоты вращения коленчатого вала (усилие затяжки пружин уплотнителей 20 Н)

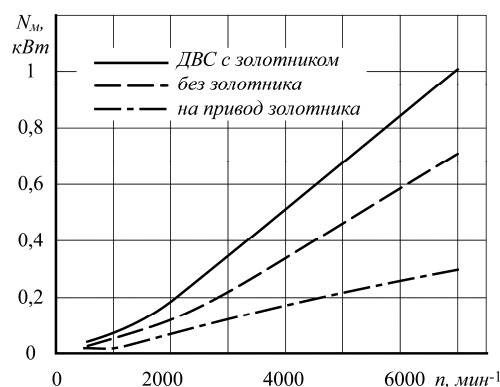


Рис. 7. Механические потери в двигателе в зависимости от усилия затяжки пружин уплотнителей при различной частоте вращения коленчатого вала

Выводы. Данные, полученные при анализе двигателей с золотниковым механизмом газораспределения, и результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Золотниковые механизмы газораспределения являются перспективными для четырехтактных двигателей.

2. Для создания конкурентоспособного МГ с описанной конструкцией золотника необходимо проведение широких исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Литература

1. Пат. 2416342 Франция, МКИ F 01 L 7/06. Demande de Brevet D'invention / MONN Walter (Франция). № 7902719; Заявл. 23.04.78; Опубл. 11.06.79. – 15 с.
2. А. с. 1300160 СССР, МКИ F 01 L 7/02. Золотниковый механизм газораспределения / Н.И. Мищенко, Ю.М. Дерявченко, С.И. Барсуков и др. – № 3841239/25–06; Заявл. 02.01.85; Опубл. в Б. И., 1987, № 12. – 4 с.

УДК 656.13.071.8

Нікульшин С. В., Нікульшина Т. М., Марченко А. О.

РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ДО ВИЗНАЧЕННЯ КОНКУРЕНТНОГО ПОТЕНЦІАЛУ АВТОСЕРВІСНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Наведено оцінку інтенсивності й визначено характер розвитку системи автосервісу. Визначено основні складові конкурентоспроможності автосервісних підприємств. Наведено опис процесу функціонування автосервісного підприємства як відкритої динамічної системи на основі еволюційної концепції й закону онтогенезу. Визначено основні складові оцінки конкурентного потенціалу автосервісного підприємства та їх взаємозв'язок. Рис. 2, табл. 1, дж. 3.

Перехідний стан вітчизняної економіки визначає основні умови розвитку більшості її галузей і, насамперед, тих, які володіють одночасно властивостями соціально-економічних і технічних систем. Однією з таких систем є автосервіс.

Процес розвитку вітчизняної системи автосервісу складається з досить великої сукупності етапів, кожний з яких відповідає змінам або умовам функціонування ринку автомобілів, або умовам господарювання суб'єктів малого й середнього бізнесу, що становлять основу системи, що розглядається. За період з 2000 року по 2005 рік в Україні прийнято 11 законодавчих актів, що регламентують умови виробництва, імпорту й продажу автомобілів. Серед них такі, як "Про внесення змін у деякі законодавчі акти щодо регулювання ринку автомобілів в Україні", "Про автомобільний транспорт", "Про стимулювання виробництва автомобілів в Україні", "Про розвиток автомобільної промисловості" та ін. Крім того, у 2003 році прийнято новий господарський кодекс.

Як наслідок структурні й кількісні зміни в системі автосервісу носять безперервний характер. Їх аналіз показує, що процес формування автосервісу як системи носить стихійний характер, співвідношення АСП різного призначення, потужності й спеціалізації в окремих сегментах, їх розміщення не має достатнього обґрунтування.

За таких умов досить важко оцінити техніко-економічний стан вітчизняного автосервісу, визначити об'єктивні закономірності його взаємодії із суспільством, біологічним середовищем і внутрішньою організацією системи й практично неможливо зі значимою ймовірністю спрогнозувати її стан. У той же час зростає актуальність проблеми оцінки конкурентоспроможності структурних одиниць автосервісу - станцій технічного обслуговування, авторемонтних майстерень, автозаправних комплексів і інших підприємств автосервісу.

У більшості робіт фахівців як теоретиків, так і практиків, працюючих над проблемою підвищення конкурентоспроможності структурних одиниць автосервісу й аналогічних систем, можна виділити ряд загальних принципових підходів. По-перше, оцінка техніко-економічного стану системи здійснюється в стаціонарному режимі. По-друге, показники конкурентоспроможності наводяться в детермінованій формі. По-третє, оцінка конкурентоспроможності організації або фірми зводиться до оцінки конкурентоспроможності її продукції. Крім того, основними показниками оцінки конкурентоспроможності автосервісу, як правило, є технічний параметр - потужність системи, виражена в кількості робочих постів, обсязі послуг, що надаються за одиницю часу, кількості машинозаїздів за одиницю часу й т. і.

Перші дві особливості знайшли відбиття в роботах О. Д. Маркова, В. В. Волгіна, в основі яких лежать статичні класичні моделі ефективного функціонування АСП. Такі моделі, в основному, створюються як апіорні конструкції, існування яких емпірично. Вони мають ряд семантичних розбіжностей з сучасними тенденціями моделювання процесів функціонування господарських об'єктів як на макро-, так і мікрорівнях.

Третя особливість характерна для робіт С. М. Аболоніна, О. О. Воронова, О. М. Панаріної і багатьох інших. Дана особливість спотворює саме втримання конкурентоспроможності підприємства, що визначає конкурентоспроможність підприємства як конкурентоспроможність продукції плюс конкурентний потенціал підприємства. Конкурентоспроможність продукції й конкурентоспроможність підприємства - виробника продукції співвідносяться між собою як частина й ціле.

З урахуванням сформованої ситуації під час оцінки конкурентоспроможності АСП, що функціонують в Україні, на наш погляд, необхідно враховувати:

- можливість системи переходити з одного стану в інший у часі;
- характер, особливості й інтенсивність процесу розвитку системи;
- сполучення й взаємозв'язок показників оцінки конкурентоспроможності підприємства.

У перехідний період процеси в самій системі прискорюються, ламаються старі інституції, створюються нові, рівновага системи не встигає встановитися, як умови знову змінюються. Зміна системи при переході від одного етапу до іншого визначає динамічний характер системи, а не стабільний стан зовнішнього середовища (внесення змін у законодавчі акти й ін.) визначає її стохастичність.

Динамічний характер розвитку системи автосервісу врахований у дослідженнях групи вчених, які працюють під керівництвом Міротіна Л. Б., однак характер процесу розвитку автосервісу і його особливостей не визначався, отже, не враховувався.

Характер та інтенсивність процесів, що відбуваються в будь-якій області економічної діяльності незалежно від її природи, є слідством однієї з двох концепцій розвитку цієї області - революційної або еволюційної. Перша концепція базується на господарському реінженерингу, який приводить до фундаментальних перетворень і радикальних змін процесів функціонування системи, різких стрибкоподібних змін основних техніко-економічних показників системи. Друга концепція базується на одночасно взаємодіючих процесах пошуку й відбору, що еволюціонують у часі. У зв'язку з цим поточний стан системи є передумовою її стану на майбутній період. При еволюційному розвитку якісний стан системи далеко не завжди є слідством різкої зміни кількісних значень параметрів системи, але в той же час кожний наступний стан у якісному аспекті значно відрізняється від попереднього [1].

Аналіз основних показників функціонування вітчизняного автосервісу за період з 2000 року по 2004 рік, наведених у таблиці 1, показує, що його розвиток іде з урахуванням всіх ознак еволюційної концепції.

Таблиця 1

Основні показники ринку послуг з обслуговування й ремонту автомобілів в Україні

№ п/п	Найменування показника	Одиниці виміру	2000	2001	2002	2003	2004
1	Обсяг продажу нових легкових автомобілів	тис.шт	5106	5168	5297	5440	5628
2	Кількість власників легкових автомобілів, що користуються послугами автосервісу	%	63	67	71	72	74
3	Питоме навантаження на один робочий пост	авт./пост	411	387	380	364	-
4	Частка послуг з ТО й ремонту автомобілів у загальному обсязі виробництва послуг	%	0,52	0,53	0,58	0,59	0,61

Значення показників визначалися відповідно до аналітичної інформації, наведеної в [2], й анкетного опитування власників транспортних засобів.

В основі еволюційної концепції лежить закон онтогенезу, що визначає функціонування складної відкритої системи згідно стадій життєвого циклу. При адаптації основних положень зазначеного закону до системи автосервісу й при використанні як основного критерію ефективності АСП, обсяг одержуваного прибутку, процес розвитку структурних одиниць розглянутої системи можна представити у вигляді, наведеному на рис. 1.

Аналіз практичної діяльності окремих АСП у сучасних умовах показує, що найбільш раціональним є поділ їх життєвого циклу на етапи: t_0 – народження (проекування, реєстрація й т. і); t_0-t_1 – розвиток, освоєння виробничих потужностей; t_1-t_2 –

ріст, поліпшення становища на ринку послуг; t_2-t_3 – стабілізація, функціонування в умовах рівноваги; t_3-t_4 – стагнація; t_4-t_5 – спад, втрата основних позицій на ринку; t_5 – банкрутство, ліквідація або продаж.

Запропонований підхід до опису процесу функціонування й розвитку структурних одиниць автосервісу виключає можливість використання традиційної методології оцінки конкурентоспроможності соціально-економічних систем. В її основі лежить процес визначення поточних значень техніко-економічних показників суб'єкта економіки й порівняння їх зі значеннями аналогічних показників конкурентів.

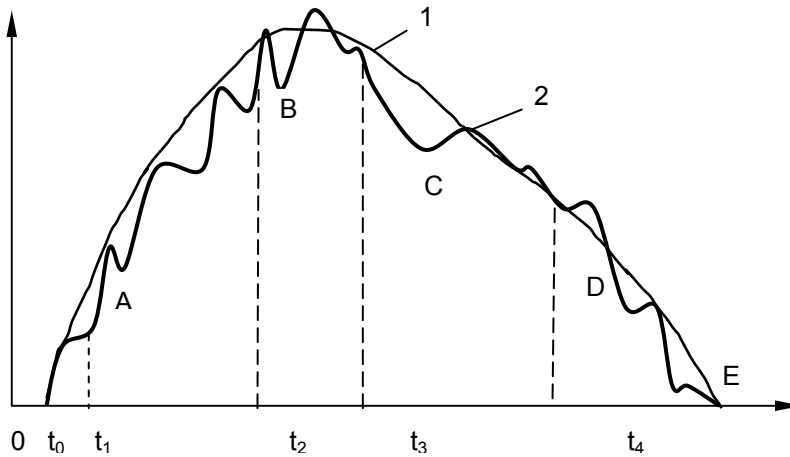


Рис. 1. Життєвий цикл підприємства автосервісу

1 - графік традиційного життєвого циклу; 2 - графік життєвого циклу в короткострокових періодах; А, В, С, D, Е - кризові ями.

У підсумку, у контрольний момент часу t поточне значення оціночного показника може бути загальним для декількох конкуруючих підприємств (точка В рис. 2), що не дозволить зробити однозначний висновок про їх переваги. У той же час, якщо уточнювати, на якій стадії життєвого циклу підприємства отримано значення оціночного показника, тоді зазначеного недоліку можна уникнути. Цілком природно, що при однаковому значенні оціночного показника найбільшим потенціалом Q_n володітиме АСП, що перебуває на стадії росту. Для ситуації, зображеної на рис. 2, має місце співвідношення:

$$Q_{n1} < Q_{n2} < Q_{n3} \quad (1)$$

Момент часу, що відповідає оптимальному значенню оціночного показника, може бути гранично коротким, тому не менш важливими характеристиками, визначаючими конкурентний потенціал АСП, є його стійкість як системи. Еволюційний характер розвитку й нестационарність АСП, також як і високий рівень невизначеності умов, за яких вони функціонують, визначають нелінійність процесу переходу АСП як системи з одного стану в інший. Виходячи з цього, стійкість АСП визначається в процесі його адаптації до збурювань зовнішнього середовища на основі методів нелінійної динаміки. У підсумку процес функціонування АСП можна описати його виробничою функцією, що відображає зв'язок між витратами ресурсів (жива праця, предмети й кошти праці) і обсягом послуг з обслуговування й ремонту автомобілів, що надаються:

$$X = F(x), \quad (2)$$

де x – вектор-стовпчик можливих обсягів витрат різних видів ресурсів:

$$x = (x_1, \dots, x_n)' \quad (3)$$

Якщо вартість w ресурсів, що використовуються, представити у вигляді вектора-рядка $w = (w_1, \dots, w_j, \dots, w_n)$, а вартість однієї нормо-години послуг, що надаються у вигляді p , то кожному вектору витрат x відповідатиме прибуток:

$$\Pi(x) = pF(x) - wx \quad (4)$$

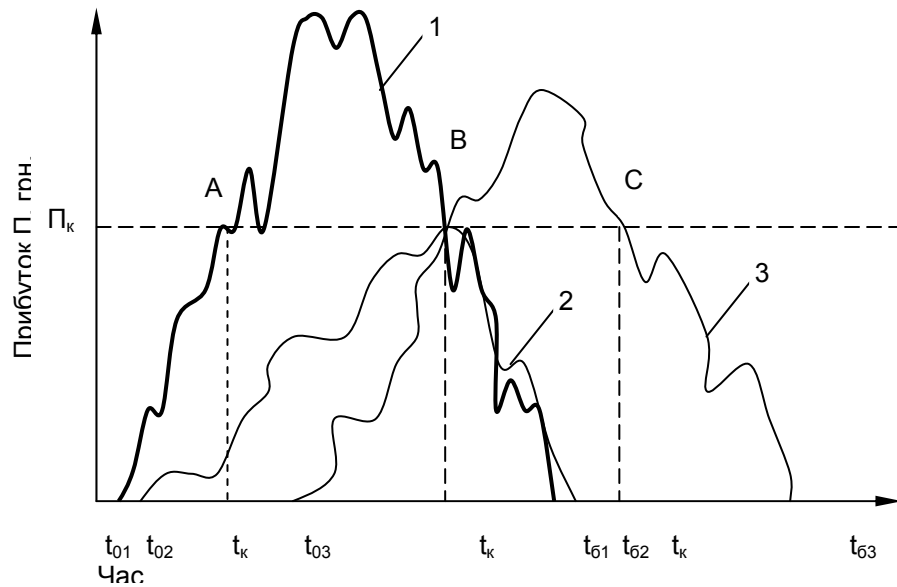


Рис. 2. Життєві цикли конкуруючих АСП у загальному фазовому просторі

Завдання з максимізації прибутку, що може бути отримано, приймає вигляд:

$$\max_{x \geq 0} [pF(x) - wx] \quad (5)$$

Воно є завданням нелінійного програмування з n умовами невід'ємності $x \geq 0$. Необхідними умовами її розв'язання є умови Куна-Таккера [3]:

$$\frac{d\Pi}{dx} = p \frac{dF}{dx} - w \leq 0, \quad \frac{d\Pi}{dx} x = \left(p \frac{dF}{dx} - w \right) \cdot x = 0, \quad x \geq 0. \quad (6)$$

Якщо в оптимальному розв'язку використовуються всі види ресурсів, тобто $x^* > 0$, тоді умови (6) матимуть вигляд:

$$p \frac{dF(x^*)}{dx_j} = w_j, \quad j = 1, \dots, n, \quad (7)$$

Відповідно до умови (7) в оптимальній точці фазового простору вартість граничного продукту визначеного ресурсу повинна дорівнюватися його вартості.

Висновок. Конкуреноспроможність АСП – це відносна характеристика, що виражає відмінності розвитку даної фірми від розвитку конкурентних фірм за ступенем задоволення своєю продукцією (послугами) потреб власників транспортних засобів і за ефективністю виробничої діяльності. Крім того, конкуреноспроможність розглянутих суб'єктів економіки є комплексною характеристикою, що поєднує конкуреноспроможність його продукції та його конкурентний потенціал.

В умовах еволюційного розвитку конкурентний потенціал підприємства в контрольний момент визначається з урахуванням етапу його життєвого циклу за значенням оціночного показника (сукупності показників) і здатності перебувати в стійкому стані. Використання запропонованого методологічного підходу до визначення конкурентного потенціалу системи, що еволюціонує, дозволяє вирішити ряд завдань, що мають першочергове значення для процесів її функціонування й розвитку:

- 1) виявити області її стійкості (аттрактори) і визначити тип поведіння;
- 2) виявити точки, в яких подальший розвиток системи неможливо передбачити (точки біфуркації);
- 3) розрахувати параметри впливу для перекладу системи з одного стійкого стану в інший (від одного аттрактора до іншого).

Література

1. Клебанова Т. С. И др. Математические модели трансформационной экономики. – Х.: ИД «ИНЖЕК», 2004. – 280 с.
2. Україна у цифрах у 2003 році. Короткий статистичний довідник. - К.: “Консультант”, 2004. – 271 с.
3. Вітлінський В. В. Моделювання економіки. – К.: КНЕУ, 2003. – 408 с.

УДК 621.432:621.433

Скалыга Н.Н.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ТОКСИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ ВО ВРЕМЯ НЕКОММЕРЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ПРИРОДНОГО ГАЗА

Изложен подход к решению проблемы улучшения экономических и токсических показателей автомобилей во время некоммерческой эксплуатации путем использования в качестве топлива природного газа. Рис.1, ист.3.

Сроки некоммерческой эксплуатации автомобиля составляют $\approx 1\%$ всего времени эксплуатации. Решению проблем улучшения экономических и токсических показателей автомобилей во время коммерческой эксплуатации уделяется много внимания. На решении же подобных вопросов во время некоммерческой эксплуатации автомобилей внимание особо не акцентируется. Следует, однако, отметить, что в такие моменты токсичность выбросов с отработавшими газами (ОГ) является наибольшей: система питания автомобиля не отрегулирована для работы на оптимальных режимах; производится обкатка автомобиля на различных стендах; осуществляются его перегоны между производственными зонами и т. д.

Кроме того, на некоммерческую эксплуатацию автомобиля расходуется и топливо, как таковое. Так, в частности, в соответствии с техническими условиями, предъявляемыми к новым автомобилям ЛуАЗ, последние должны быть заправлены 5,5 л бензина, автомобили других мировых производителей—3-7л. То есть, если подсчитать количество вновь выпускаемых автомобилей, становится очевидным: непроизводительные расходы топлива достаточно существенны.

Решить существующую проблему улучшения экономических и токсических показателей автомобилей во время некоммерческой эксплуатации предлагается путем использования в качестве топлива природного газа. С этой целью предполагается создать систему питания с электронным управлением, которая дала бы возможность использовать как сжатый природный газ (СПГ), так и газ из промышленно-бытовой сети и соответствовать требованиям конструктивной простоты, технологичности и малой стоимости в производстве, эксплуатационной безопасности, ориентировкой на минимальные конструктивные изменения стандартной системы питания с максимальным использованием существующих элементов. Принципиальная схема такой системы для случая наличия только стандартной системы питания жидким топливом, представлена на рис.1.

Система работает следующим образом. При запитке из промышленно-бытовой сети запорный электромагнитный клапан 2 и электромагнитный клапан 4 редуктора высокого давления 5 закрыты. Электромагнитный клапан 7 редуктора низкого давления 6 работает, а электромагнитный клапан 9 переключения вида

топлива находится в положении «газ». Газ поступает через штуцер 8 в редуктор низкого давления 6, откуда по магистрали низкого давления через клапан 9 попадает к электромагнитной форсунке 10, подающей его во впускной трубопровод двигателя. Электронный блок управления (ЭБУ) 13 содержит чип 14 управления работой системы на газе и чип 15—на бензине. Чип 14 получает сигналы из блока 11 датчиков двигателя и передает откорректированный на чип 15. Последний формирует управляющие сигналы на форсунку 10 и свечу зажигания 12.

При питании двигателя из баллона 1 высокого давления (20-25МПа) газ по магистрали высокого давления через открытые клапаны 2 и 4 поступает в редуктор высокого давления 5, где его давление снижается до 1,0-1,2МПа. Затем через клапан 7 газ поступает в редуктор 6 для дальнейшего снижения давления до 0,12-0,14МПа и подачи форсункой 10 во впускной трубопровод двигателя. При этом клапан 9 переключения вида топлива также находится в положении «газ». Для дополнительной точности и безопасности работы системы предполагается наличие манометрической связи магистралей высокого и низкого давления с чипом 14. Кроме того, для упрощения процесса переключения на питание газом из промышленно-бытовой сети штуцер 8 оборудуется концевым выключателем.

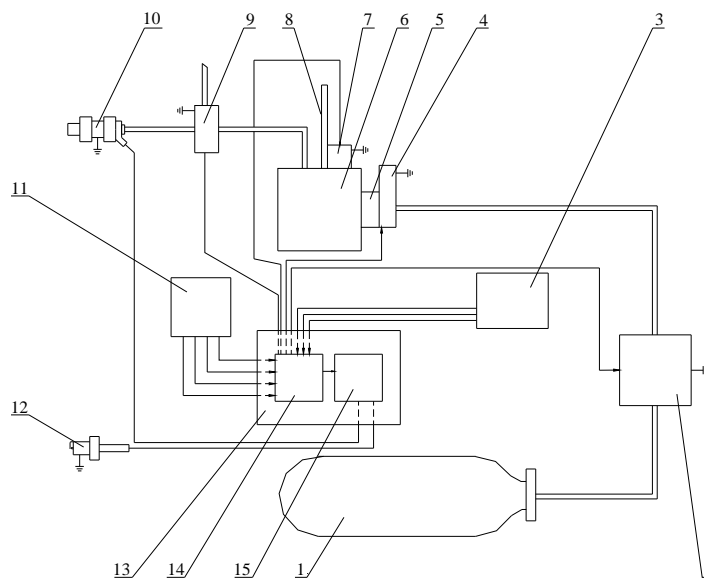


Рис. 1. Принципиальная схема системы питания автомобиля природным газом с электронным управлением.

Выводы. Использование данного подхода предполагает получение следующего эффектов. В экономической сфере: сжатый природный газ дешевле, чем в 2 раза дешевле бензина, а газ промышленно-бытовой сети — почти в 7 раз. В экологической сфере: количество токсических выбросов с ОГ по основным компонентам при работе на природном газе значительно уменьшается.

Литература

1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов./ Под ред. Г. В. Крамаренко - М.: Транспорт. 1983.—488с.
2. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. /Под ред. Е. С. Кузнецова - М.: Транспорт. 1991.—413с.
3. Боксерман Ю. И., Мкртычан Я. С., Чириков К. Ю. Перевод транспорта на газовое топливо. - М.: Недра, 1988.—220с.

Губачева Л.А.

**КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ПАР ТРЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Показаны конструктивные методы обеспечения надежности пар трения на примере фрикционного гасителя колебаний тележек пассажирских вагонов модели 68-875 Рис. 4, ист. 9.

В настоящее время разработано и применяется огромное количество конструктивных, технологических и эксплуатационных методов обеспечения износостойкости, фрикционности и антифрикционности деталей и рабочих органов машин. В основе методов управления поверхностной прочностью при трении лежит универсальное явление структурной приспособляемости материалов при трении. Воздействуя на этот механизм, можно обоснованно управлять процессами трения, смазочного действия и изнашивания при эксплуатации машин и процессами формирования поверхностного слоя при финишных технологических операциях обработки материалов. Зная основные механизмы структурной приспособляемости трибоактивацию, пассивацию и то, как на них влияют материалы, среда и условия трения, можно управлять поверхностной прочностью и разрушением. Для достижения максимальной износостойкости в рамках явления структурной приспособляемости необходимо использовать средства: уменьшения активации (деформируемости) поверхностных слоев (упрочняющую технологию, высокопрочные материалы, специальные сплавы), уменьшающие работу трения (антифрикционные материалы, оптимальные сочетания материалов, смазочные среды), регулирования пассивации (модифицирующие присадки к смазочным средам) и управления температурой.

Многие из методов обеспечения износостойкости деталей являются технологическими или материаловедческими, однако и их выбор для конкретных условий является конструкторской задачей, решаемой совместно с технологическими службами.

Прогнозирование надежности и срока службы подвижных сопряжений рассмотрим на примере фрикционных гасителей колебаний в узле буксового подвешивания тележек КВЗ-ЦНИИ (модель 68-875) пассажирских вагонов, находящихся в тяжелых условиях нагружения.

Эффективность работы гасителя колебаний буксового рессорного подвешивания оценивается коэффициентом относительного трения [1,2,4].

На значение этого коэффициента влияет износ втулки шплинтонна, сухарей и колец, а также остаточная деформация резинового кольца и пружины [3].

В названной триботехнической системе происходят сложные трибопроцессы, которые приводят к динамическому изменению характеристик материалов и условий контакта. В исследованиях принята оценка выходных параметров трибологической системы износа (скорость и интенсивность изнашивания) и сопротивления трения (коэффициент трения), которые можно регистрировать. Выходные параметры определяют безотказность и ресурс работы узла трения.

Комплексное воздействие этих факторов на детали трения предполагает вероятностный подход к оценке надежности. Процесс изнашивания можно формализовать, например, в виде уравнения регрессии [3,7], где функцией отклика будет износ, а фактором влияния – наработка на отказ. На рис. 1 показан график износа деталей гасителя колебаний Y тележек КВЗ-ЦНИИ пассажирских вагонов от величины пробега вагона X .

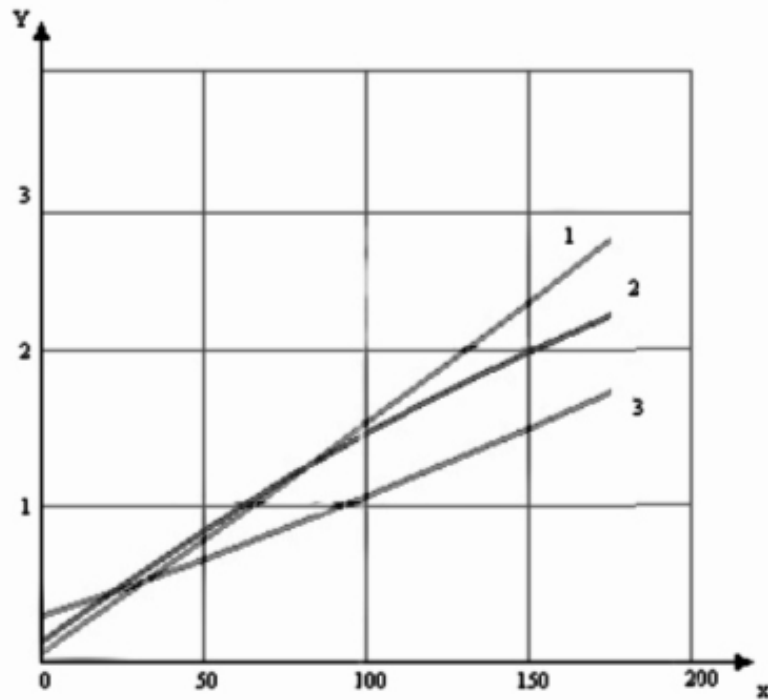


Рис. 1. Графики износа деталей фрикционного гасителя колебаний:
1 – кольца конусные; 2 – фрикционные сухари; 3 – втулка шпинтона.

Из графиков износа поверхностей трения видно, что после стабильного установившегося процесса износа (при пробеге 175 тыс. км), наступает процесс интенсивного износа поверхностей сопряжений.

Износ пар трения фрикционная втулка-сухарь, сухарь-нажимное кольцо рассмотрен в работах [3, 5-8], в которых установлено, что для новых деталей перемещение фрикционных сухарей по втулке шпинтона происходит достаточно устойчиво, без заклинивания и ударов. В процессе эксплуатации втулка шпинтона интенсивно изнашивается, образуя достаточно глубокую выработку, в которую заглубляется сухарь. При этом работа узла коренным образом меняется по силовым характеристикам, особенно в тех случаях, когда фрикционный сухарь стремится выйти на неизношенную поверхность при больших динамических возмущениях.

Картина износа фрикционного сухаря показана на рис. 2 и 3 со следами задиоров и схватывания на главной и вспомогательной поверхностях трения, а также отколов кромок.

Для избежания неравномерного износа, повышения долговечности и смягчения условий трения предлагается поверхности трения выполнить перфорированными [9] для предотвращения схватывания поверхностей трения, а для обеспечения перемещения сухарей по втулке при появлении местной выработки торцы сухарей выполнить по радиусам, как показано на рис.4.

Выводы. Предложенная конструкция фрикционного сухаря гасителя колебаний позволит:

1. Уменьшить коэффициент трения, повысить износостойкость поверхностей трения и их долговечность.

2. Увеличить межремонтный пробег и обеспечить взаимозаменяемость с серийным гасителем колебаний.



Рис. 2. Картина износа главной поверхности трения



Рис. 3. Картина износа вспомогательной поверхности трения

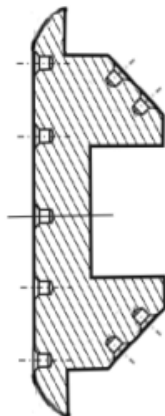


Рис. 4. Сухарь с перфорированными главной и вспомогательной поверхностями трения и скругленными торцами

Литература

1. Конструирование и расчет вагонов /В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов. М.: УМК МПС России, 2000, 731 с.
2. И.Ф. Пастухов, В.В. Пигунов, Р.О. Кошкалда. Конструкция вагонов. М.: Желдориздат, 2000, 504 с.
3. К.Н. Войнов. Надежность вагонов - М.: Транспорт, 1989. – 112 с.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) – М. ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 320 с.
5. В.И. Варава, К.Н. Войнов. Оценка допусков, установленных на ремонт фрикционных гасителей колебаний вагонов для скоростного движения.
6. Б.И. Вишняков. Исследование изнашивания втулки фрикционного гасителя колебаний тележек пассажирских вагонов. /Сб. трудов ЛИИЖТ, вып. 255, 1966. - с. 126-139.
7. К.Н. Войнов. Прогнозирование надежности механических систем.- Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978.- 208 с.
8. Л. А. Губачева. Моделирование процессов изнашивания сопряженных поверхностей ходовых частей транспортных средств. /Залізничний транспорт України, №3/1, 2005.- с.115-121.
9. Губачева Л.О., Андреев О.О., Качура О.В, Мокроусов С.Д., Щербаков В.П. Фрикційний демпфер транспортного засобу – Заявка №200504294, В61F5/12 від 05.05.2005.

Будниченко В.Б.

КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІКО – ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДТЗ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ЇХ ЖИТТЄВОМУ ЦИКЛІ

Розглядається загальний підхід до визначення основних техніко - експлуатаційних властивостей транспортних засобів з електроприводом, що забезпечують його якість. Сформульована мета досліджень та основний критерій для визначення техніко - експлуатаційних властивостей тролейбусів. Рис 1. , дж. 4.

Міський електричний транспорт є складовою частиною єдиної транспортної системи України і відповідно до Закону України „Про транспорт” повинен відповідати вимогам безпеки, мати розгалужену інфраструктуру для надання всього комплексу транспортних послуг.

Міський електричний транспорт функціонує в 53 містах України, забезпечуючи майже 60 відсотків міських пасажирських перевезень.

Нині більшість транспортних засобів міського електричного транспорту, що експлуатується в Україні, а саме тролейбусів, за показниками безпеки, енергоспоживання, надійності та комфортності поступається аналогам розвинутих європейських країн та окремих країн СНД.

Проблема підвищення якості транспортних послуг міським електричним транспортом стає актуальною в нових економічних умовах господарювання, які визначаються ринковим середовищем, де відмічається збільшення обсягу пасажироперевезень в містах автомобільним транспортом, що в умовах обмеженості запасів нафти призводить до регулярного збільшення цін на пальне та погіршення екологічного стану міст України.

Прийнятий в червні 2004 року Закон України „Про міський електричний транспорт” регламентує пріоритетність розвитку міського електричного транспорту у містах з підвищеним рівнем забруднення довкілля та курортних регіонах.

В Україні створений виробничий потенціал для виготовлення тролейбусів. Так, виробництво тролейбусів здійснюють державне підприємство «ВО Південний машинобудівний завод ім. О. М. Макарова», Київський державний авіаційний завод «АВІАНТ» та ЗАТ «Львівський автомобільний завод».

Вітчизняні виробники здатні виготовити понад 200 тролейбусів за рік, а за необхідності, збільшити їх виробництво та повністю забезпечити тролейбусами міста України.

Сучасний досвід забезпечення, розроблення та технічної експлуатації транспортних засобів, автомобільного та залізничного транспорту [1, 2] свідчить про те, що успіх може бути досягнутий лише при системному підході до встановлення науково обґрунтованих характеристик, що визначають техніко-експлуатаційні властивості на різних етапах життєвого циклу транспортного засобу.

На відміну від інших видів транспорту на міському електричному транспорті роботи з розроблення вітчизняних транспортних засобів та удосконалення їх технічної експлуатації почалися із здобуттям Україною незалежності і в основному були спрямовані на вирішення питання діагностування тролейбусів [3].

Рішення проблеми підвищення якості рухомого складу здійснюється в першу чергу на етапі його проектування, що потребує системного підходу до визначення основних характеристик, які визначають техніко – експлуатаційні властивості транспортних засобів.

Такий системний підхід може базуватися на формалізації обрисів тролейбуса, як штучного об'єкту – складної технічної системи, що здатна змінюватися та розвиватися в процесі свого життєвого циклу.

В загальному випадку будь-який транспортний засіб, як технічна система, складається із кінцевої достатньо великої кількості окремих елементів $M = \{i = \text{ціле значення}, 5000 \leq i \leq 15000\}$, які пов'язані між собою і створюють окремі підсистеми $B_i \subseteq M$, що мають властивості відмінні від властивостей їх елементів.

Підсистеми тролейбуса, як множини елементів транспортного засобу, мають наступні властивості:

$$\left\{ \begin{array}{l} B_i \subseteq M \\ \sum_{i=1}^m B_i = M \\ \prod_{i=1}^m B_i = \emptyset \\ B_{i+k} \times B_{i+1} \dots B_{i+d} \neq \emptyset \end{array} \right. , \quad (1)$$

де m – визначена кількість підсистем.

Тобто:

- кожна із підсистем складається із елементів, що є елементами транспортного засобу;
- об'єднання всіх підсистем дає множину всіх елементів транспортного засобу;
- пересічення всіх підсистем завжди дає **пусту** множину, бо завжди існує хоча б одна підсистема, яка не має спільних елементів з іншими підсистемами;
- завжди існує декілька підсистем, що мають спільні елементи.

Структурування тролейбуса, тобто його розчленування на декілька підсистем, дає можливість дослідити окремо кожну підсистему для забезпечення уявлення про властивості транспортного засобу в цілому.

Таким чином, класифікація тролейбуса, як технічної системи, що складається із декількох підсистем, дозволяє розглядати його не як множину його елементів M , а як множину підсистем $M_s = \{B_1, B_2, \dots, B_m\}$, кожний елемент якої не тільки складається із окремих елементів транспортного засобу, а і є множиною характеристик, що визначають його техніко-експлуатаційні властивості, тобто:

$$B_i^j = \{j_1, j_2, \dots, j_p\} , \quad (2)$$

де j_1, j_2, \dots, j_p – характеристики, які визначаються на підставі функціонального призначення підсистеми тролейбуса.

Характеристики тролейбуса, що визначають його техніко-експлуатаційні властивості є мірою оцінки ефективності взаємодії його із зовнішніми об'єктами.

Множину зовнішніх об'єктів, з якими взаємодіє тролейбус, в загальному випадку можна звести до п'яти елементів: людина, дорожній рух, довкілля, виробнича база, попит на перевезення.

Головною умовою оцінки взаємодії тролейбуса із зовнішніми об'єктами є, безумовно, забезпечення його безпеки по відношенню до деяких із них та економічності до інших.

Безпека тролейбуса, як його техніко-експлуатаційна властивість повинна мати таку множину характеристик і відповідних показників, щоб забезпечувалась безпека у сфері :

- дорожнього руху;
- охорони здоров'я людини (пасажира, пішохода, водія та кондуктора);
- охорони довкілля.

Кожну із вказаних сфер можна також розглядати як окрему множину, що має визначену кількість показників, які забезпечують безпеку тролейбуса.

Економічність тролейбуса, як його техніко – експлуатаційна властивість повинна мати таку множину характеристик і відповідних показників, які забезпечують мінімальні витрати під час експлуатації в частині взаємодії з виробничою базою та попитом на перевезення. В загальному випадку ця властивість характеризується витратами на енергоносії, запасні частини, матеріали та трудовитрати на підтримання тролейбуса в справному стані.

Безпечність та економічність тролейбуса, як основні складові якості, повинні забезпечуватися на всіх стадіях його життєвого циклу. Підкреслимо, що загальний обрис життєвого циклу технічних систем, наданий в роботі [4], уточнений для транспортних засобів міського електротранспорту на підставі досвіду, отриманого під час виконання науково – дослідних робіт та участі у випробуваннях нових та капітально відновлених трамвайних вагонів та тролейбусів. Структура циклу, що пропонується, передбачає 5 стадій життєвого циклу транспортного засобу (рис.1): 1 – ЗАРОДЖЕННЯ; 2 - НАРОДЖЕННЯ; 3 – ЕКСПЛУАТАЦІЯ; 4 – ВІДРОДЖЕННЯ; 5 – ЗАГИБЕЛЬ.

Наявність зв'язку між різними стадіями життєвого циклу тролейбуса дає можливість оптимізувати процес створення нових зразків транспортних засобів, тобто мінімізувати загальні витрати на їх розроблення, експлуатацію та ремонт. Так, на першій та другій стадіях життєвого циклу витрати носять певний обсяг (Сроз), необхідний для обґрунтування та забезпечення техніко – експлуатаційних властивостей тролейбусів, які визначають його якість. На третій стадії, під впливом умов експлуатації, встановлені техніко – експлуатаційні властивості транспортного засобу погіршуються, що потребує певних витрат (Се) на зменшення темпу деградації цих властивостей та виконання контролю з метою отримання інформації про те, що параметри знаходяться в допустимих границях. На четвертій стадії життєвого циклу потребуються витрати обсягом (Срем) для відновлення техніко - експлуатаційних властивостей транспортних засобів, у тому числі на їх поліпшення шляхом виконання ремонту з модернізацією будь - якої системи.

Забезпечення якості тролейбусів на їх життєвому циклі, з однієї сторони, залежить від обсягу витрат, необхідних для забезпечення його якості в сфері виробництва, з іншої, сторони якість рухомого складу потребує певних витрат на її збереження в процесі експлуатації та ремонту. На підставі того, що діяльність громадського транспорту в Україні, як і у всіх державах Світу, датується з бюджетів різного рівня, забезпечення мінімального навантаження на бюджети буде в тому випадку, коли для забезпечення заданого рівня якості тролейбуса забезпечується мінімум сумарної функції витрат за його життєвий цикл:

$$\Sigma C = C_{роз} + C_e + C_{рем} \Rightarrow \min, \quad (3)$$

за умови, що:

$$B + E = V_i, \quad (4)$$

де B – множина техніко – експлуатаційних властивостей, що забезпечують безпеку тролейбуса;

E – множина техніко – експлуатаційних властивостей, що забезпечують економічність тролейбуса.

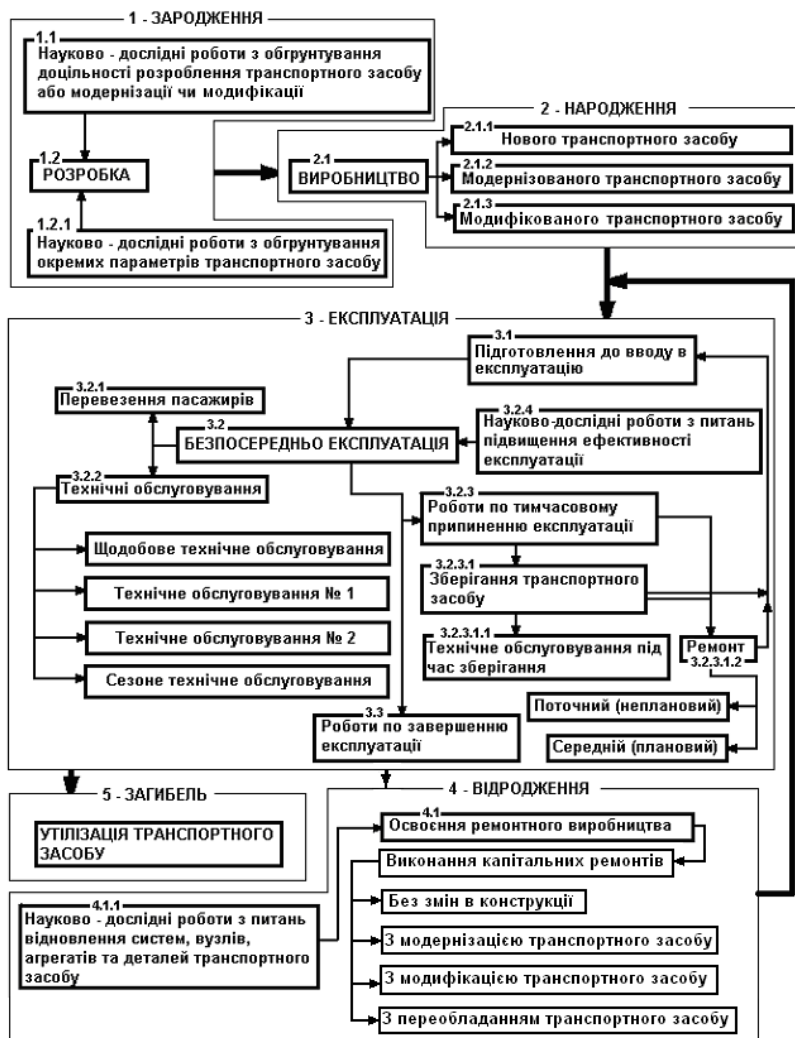


Рис. 1. Життєвий цикл тролейбусу

Висновки. Забезпечення якості тролейбусу є підставою для обґрунтування стратегії, яку доцільно використовувати на стадіях життєвого циклу тролейбусу. Тільки комплексний підхід до оптимізації процесів обґрунтування, збереження та відновлення техніко - експлуатаційних властивостей тролейбусу на його життєвому циклі дає можливість вирішити проблему забезпечення пасажирських перевезень в містах України якісним рухомим складом.

Подальші дослідження щодо забезпечення якості тролейбусу треба направити на наукове обґрунтування складу елементів множин, що характеризують безпеку та економічність транспортних засобів з електроприводом.

Література

1. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. – М: Транспорт, 1990.-272 с.
2. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава. М: Транспорт, 1981.- 184 с.
3. Веклич В.Ф. Диагностирование троллейбусов. М: Транспорт, 1990. – 294 с.
4. Бочков А.П., Гасюк Д.П., Филюшкин А.Е. Модели и методы управления развитием технических систем.- СПб, 2003.- 272 с.

Рапацкий Ю.Л., Остренко А.Г.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРА МЕЖДУ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Найдена количественная оценка расхода жидкости через кольцевой зазор между рабочими поверхностями поршня и цилиндра и перепада давления между штоковой и бесштоковой полостями рабочего цилиндра амортизатора. Полученные результаты позволяют обеспечить заданные значения параметров амортизаторов путём обеспечения обоснованных значений зазоров между поршнем и цилиндром. Рис.2, табл. 1, ист. 2.

Гидравлические амортизаторы осуществляют гашение колебаний кузова и колёс автомобиля. Применение их не ограничивается автомобилями, практически все современные мотоциклы, мотороллеры, большинство прицепов также оснащены гидравлическими амортизаторами.

Традиционно на отечественных и многих зарубежных автомобилях применяются гидравлические двухтрубные амортизаторы. Гидравлические амортизаторы в результате создаваемого ими сопротивления (жидкостного трения) преобразуют механическую энергию колебания кузова и колёс автомобиля в тепловую энергию, которую рассеивают в окружающую среду. Следует отметить, что все полученные результаты справедливы и для однотрубных амортизаторов.

При работе амортизатора рабочая жидкость перетекает под давлением через ряд щелевых зазоров и дроссельных отверстий в клапанах амортизатора. Поэтому амортизаторы относятся к одной из разновидностей объёмных гидравлических машин, работающих при средних и высоких давлениях порядка 3,0 ... 7,5 МПа [1]. При таких величинах давления рабочая жидкость стремится пойти в обход дросселирующих отверстий и клапанов амортизатора, что при увеличенном зазоре между рабочими поверхностями поршня и цилиндра амортизатора существенно снижает величину усилия сопротивления перемещению штока, особенно при значительных силовых и динамических нагрузках. При длительной работе детали амортизатора нагреваются до 80 ... 110°C, что снижает вязкость амортизаторной жидкости и дополнительно увеличивает расход в зазоре между поршнем и цилиндром.

В большинстве случаев при расчёте параметров гидравлических амортизаторов не учитывается расход жидкости, перетекающей через кольцевой зазор между поршнем и цилиндром, однако такое допущение справедливо только для новых либо незначительно изношенных амортизаторов.

Несмотря на большую длину хода амортизаторов (более 300 мм), наиболее выраженный износ рабочей поверхности цилиндра происходит на сравнительно небольшом участке (обычно 100 – 150 мм), причём в середине этого участка имеет место максимальное увеличение внутреннего диаметра. В связи с этим представляет большой практический интерес оценка влияния износа рабочих поверхностей уплотнительного кольца поршня и внутренней поверхности цилиндра на величину расхода рабочей жидкости через зазор между указанными деталями. Такая оценка позволяет по результатам измерения на стенде силовых и динамических параметров амортизатора с высокой вероятностью оценить ориентировочную величину износа рабочих поверхностей уплотнительного кольца поршня и внутренней поверхности цилиндра.

Целью проведения исследования является количественная оценка расхода жидкости через кольцевой зазор между рабочими поверхностями поршня и ци-

цилиндра и перепада давления между штоковой и бесштоковой полостями рабочего цилиндра амортизатора. В литературе не рассмотрено решение указанной задачи применительно к гидравлическим амортизаторам. В [2] приведена формула, условием применимости которой является неподвижность поршня относительно цилиндра, что делает её непригодной при расчёте расхода в кольцевом зазоре в гидравлическом амортизаторе из-за возникающих значительных погрешностей.

При ламинарном течении жидкости через малый кольцевой зазор, образующийся между уплотнительным кольцом поршня и внутренней поверхностью дополнительного цилиндра амортизатора (рис. 1), перепад давления Δp можно определить по формуле:

$$\Delta p = \frac{6\mu l(2Q - V_{\Pi} \delta \pi D)}{\delta^3 \pi D}, \quad (1)$$

где V_{Π} – скорость перемещения поршня амортизатора, среднее значение обычно принимается равным 0,3 м/с.;

μ – коэффициент динамической вязкости амортизаторной жидкости, $\mu = 0,036$ Па·с.;

l – высота уплотнительного кольца, $l = 0,05$ м.;

Q – расход жидкости через кольцевой зазор, м³/с.;

δ – кольцевой зазор, м.;

D – внутренний диаметр цилиндра амортизатора, м.

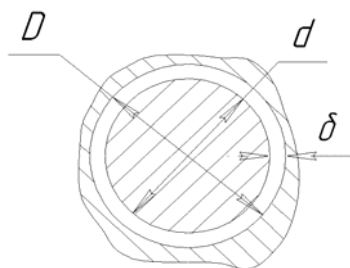


Рис. 1. Схема кольцевого зазора в рабочей полости амортизатора

Перепад давления Δp характеризует степень герметичности уплотнения между поршнем и цилиндром. Проведенный на ПЭВМ расчёт, результаты которого приведены в таблице 1, показывает, что перепад давлений Δp обратно пропорционален величине зазора δ между поршнем и цилиндром. Характер зависимости показан на рис. 2.

Расход жидкости через кольцевой зазор найдём из выражения:

$$Q = V_{cp} \cdot S, \quad (2)$$

где V_{cp} – средняя по сечению скорость жидкости, м/с;

S – площадь сечения кольцевого зазора, м²:

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (3)$$

где d – внешний диаметр уплотнительного кольца поршня, м.

Среднюю по сечению скорость жидкости найдём из уравнения расхода:

$$\frac{V_{cp}}{V_{II}} = \frac{S_{II}}{S}, \quad (4)$$

где S_{II} – площадь поперечного сечения рабочей полости амортизатора:

$$S_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ м}^2.$$

Значения перепада давлений в зависимости от величины кольцевого зазора, характеризующего степень износа амортизатора, приведены в табл.1.

Таблица 1

Зависимость разности давлений от величины кольцевого зазора

Кольцевой зазор $\delta \cdot 10^{-5}$, м	Коэффициент динамической вязкости μ , Па·с	Высота уплотнительного кольца l , м	Скорость перемещения поршня V_{II} , м/с	Расход жидкости через кольцевой зазор Q , м ³ /с	Внутренний диаметр цилиндра амортизатора D , м	Перепад давления $\Delta P \cdot 10^9$, Па
2,05	0,036	0,05	0,3	0,000171902	0,027021	5,13
2,55	0,036	0,05	0,3	0,000171907	0,027021	2,64
3,05	0,036	0,05	0,3	0,000171914	0,027021	1,54
3,55	0,036	0,05	0,3	0,000171921	0,027021	0,98
4,05	0,036	0,05	0,3	0,000171928	0,027021	0,66
4,55	0,036	0,05	0,3	0,000171935	0,027021	0,46
5,05	0,036	0,05	0,3	0,000171942	0,027021	0,34
5,55	0,036	0,05	0,3	0,000171949	0,027021	0,26
6,05	0,036	0,05	0,3	0,000171957	0,027021	0,20
6,55	0,036	0,05	0,3	0,000171964	0,027021	0,16
7,05	0,036	0,05	0,3	0,000171970	0,027021	0,12
7,55	0,036	0,05	0,3	0,000171976	0,027021	0,10
8,05	0,036	0,05	0,3	0,000171982	0,027021	0,08
8,55	0,036	0,05	0,3	0,000171988	0,027021	0,07
9,05	0,036	0,05	0,3	0,000171994	0,027021	0,06
9,55	0,036	0,05	0,3	0,000172000	0,027021	0,05

Более наглядно эту зависимость можно увидеть, построив график, изображённый на рис. 2. Зависимость, изображённая на графике, имеет явно выраженный нелинейный характер. Из графика и таблицы видно, что увеличение кольцевого зазора всего на $1 \cdot 10^{-5}$ м (от $2,05 \cdot 10^{-5}$ м до $3,05 \cdot 10^{-5}$ м или на 50%) приводит к уменьшению перепада давления между полостями более, чем в 3 раза. Это говорит о том, что даже малейший износ уплотнительного кольца или внутренней стенки цилиндра амортизатора может значительно увеличить потери дав-

ления через кольцевой зазор, что вызовет уменьшение сопротивления перемещению штока.

В процессе эксплуатации износ трущихся деталей амортизатора неизбежен. Крайне нежелательным вариантом является износ внутренних стенок цилиндра амортизатора, так как его восстановление будет крайне трудоёмким и нерентабельным. Поэтому целесообразно изготавливать уплотнительные кольца амортизатора из более мягкого материала, чем цилиндр. Увеличение потерь давления через кольцевой зазор из-за износа уплотнительного кольца поршня амортизатора предпочтительнее с точки зрения последующего ремонта, который будет существенно менее трудоёмким, потребует значительно меньших затрат.

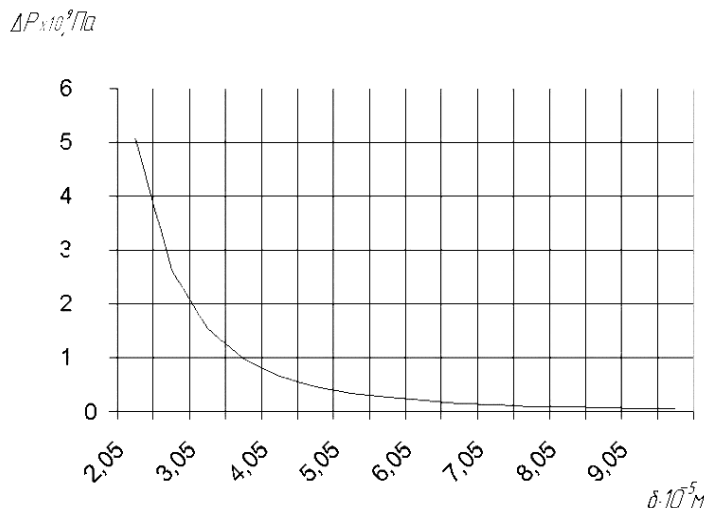


Рис. 2. График зависимости перепада давления от величины кольцевого зазора

Полученные результаты позволяют сделать вывод о необходимости обеспечения кольцевого зазора между поршнем и цилиндром не более $3 \cdot 10^{-5}$ м, что не всегда соблюдается при изготовлении и особенно при восстановлении амортизаторов. Необходимо также отметить, что если при изготовлении амортизатора получен кольцевой зазор $\delta \approx 3 \cdot 10^{-5}$ м, т.е. близкий к предельно допустимому, то срок службы такого изделия будет значительно меньше, чем при зазоре $2 \cdot 10^{-5}$ м. Таким образом, для качественного изготовления и ремонта амортизаторов целесообразно применение сплошного входного контроля деталей и селективной сборки. Обеспечение выпуска амортизаторов, имеющих силовые и динамические характеристики, соответствующие техническим условиям, а также требованиям надёжности и долговечности, возможно только при условии обеспечения кольцевого зазора между рабочими поверхностями поршня и цилиндра в пределах $1,5 \cdot 10^{-5} \dots 2,5 \cdot 10^{-5}$ м.

Следует отметить, что современное производство позволяет обеспечить зазор в указанных пределах, однако для повышения надёжности амортизаторов необходимо ужесточить технические условия на их изготовление.

Литература

1. Дербаремдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер.- М.: Машиностроение, 1979. – 237 с.
2. Д.Н. Попов, С.С. Панаиотти, М.В. Рябинин. Гидромеханика / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 383 с.

Скочук М.П.

**ПРИЧИНИ НЕЗАТРЕБУВАНOSTІ ЛОГІСТИКИ
ЕКОНОМІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УКРАЇНИ**

Основною причиною незатребуваності логістики економічною системою України є відсутність конкурентного середовища як на продукцію, що переміщується, так і на транспортну продукцію. Дж. 17.

Розвинуті країни світу вже давно пересвідчилися, що конкурентоспроможність національного продукту визначається такою важливою складовою серед множини інших, як витрати на переміщення. З цією метою на Заході успішно розвивається логістика. Транснаціональні компанії винесли логістику за межі національних держав, і вона ефективно забезпечує економічні глобалізаційні процеси.

Разом з тим, на національному ринку проблемі витрат на переміщення, їх величині та впливу на ефективність вітчизняної економіки приділяється недостатня увага [1]. Особливо це актуально для нашої економіки, оскільки в нас переважають виробництва нижчих технологічних рівнів, а відповідно ми маємо справу з великими матеріальними потоками. Транспортні витрати в національній економіці становлять 14-15 відсотків вартості продукції, що майже в п'ять разів вище, ніж в розвинутих країнах, а всього витрати на переміщення можуть становити 42-45% [1]. Втрати національної економіки в порівнянні з розвинутими країнами за витратами на транспортування оцінюються в понад п'ятдесят млрд грн.. Це при тому, що електроенергія в нас в шість разів дешевша, ніж в США, суттєво нижчі ціни на нафтопродукти в порівнянні з розвинутими країнами, а російські залізничні тарифи втричі вищі за українські, польські – в'ятеро [2].

Проблема оптимізації транспортних витрат в національній економіці лежить в контексті однієї з найважливіших державних програм – програми з енергозбереження [3].

В загальному логістиці присвячується доволі велика кількість статей, але недостатньо присвячується увага проблемі практичної реалізації, ефекту отриманого від запровадження логістики [4, 5].

Метою публікації є виявлення причин неспрацювання логістики в національній економіці України.

За своєю суттю логістика оптимізує будь-які потокові процеси [6].

Термін логістика, для широкого кола читачів на пострадянському просторі, появився в другій половині 80-х років [7]. В цей період часу в країнах Заходу логістика перебувала на неологістичному етапі свого розвитку [7, 8].

Основною причиною несприйняття логістики була ідеологічна. Логістику в нашій державі спіткала така ж доля, як і в свій час генетику та кібернетику. В системі управління народним господарством при плановій економіці переважали вертикальні зв'язки. Централізована галузева система організації та управління в тому і полягала, що міністерства і відомства не лише визначали, чого і скільки підприємствам виробляти, а й розпоряджалися як виробленими продуктами, так і здобутим прибутком. Горизонтальні відносини для підприємств мало що значили. Головним було виконання державних завдань централізованого плану, а не задоволення потреб споживачів.

Перехід від вертикальних зв'язків, вертикальної структури організації економіки до ринку, якому властиві горизонтальні, прямі економічні зв'язки між виробництвом і споживанням, між виробниками і споживачами були об'єктивною умовою вирішення проблем, що накопичилися в суспільстві [9].

Запровадження логістики вимагало відхід від стереотипів адміністративної системи управління народним господарством. Керівними документами тодішньої влади передбачалось вдосконалення системи управління народним господарством, яке було надто важливим елементом господарського механізму [10]. Провідні економісти радянської держави теоретично визнавали існування соціалістичного ринку, який повинен мати свої особливості. На ньому не передбачалася торгівля природними ресурсами та створення ринку цінних паперів. Соціалістичний ринок мав бути регульованим ринком. Ціни на важливі види продукції держава мала встановлювати централізовано. Це стосувалося палива, електроенергії, важливих видів сировини, масових видів прокату техніки, найбільш важливих споживчих товарів. Держава контролювала цінову політику з метою зниження інфляційних процесів.

До початку 90-х років серйозних змін в реформуванні планової економіки не відбувалося. Відповідно на транспорті, як і в цілому в народному господарстві, наростали кризові явища. Транспорт ще з другої половини 70-х років зіткнувся з нестачею енергоресурсів [5]. Віднесення транспорту до виробничої інфраструктури привело до фінансування за залишковим принципом. Величина транспортних витрат в 1980-му році становила 100 млрд крб. а повні транспортні витрати в валовому суспільному продукті – 9,27% [11].

Суттю економічних реформ, що почалися на початку 90-х років, є зміна існуючих економічних відносин з метою підвищення ефективності суспільного виробництва і на цій основі покращення добробуту народу [12].

Організаційно-економічними відносинами нехтували в плановій економіці [5]. В трансформаційний період перевага віддається також соціально-економічним відносинам або відносинам власності. Організаційно-економічні відносини і форми характеризують сам процес виробництва, комбінацію факторів виробництва, незалежно від соціально-економічної форми власності. Організаційно-економічні відносини і форми, спеціалізація, кооперація праці, концентрація виробництва нерозривно пов'язані з соціально-економічними відносинами і визначають структуру економіки [5].

Зміна форм власності в Україні проходила здебільшого політичним і кримінальним шляхом. Вважається, що ефективність її не підвищиться доти, поки вона не потрапить до рук тих власників, які одержать її вже економічним шляхом [13]. Формальне передання прав власності є тільки початком реформ. Через перерозподіл прав власності ще ніде не привело до бажаного результату, оскільки інститут приватної власності формується еволюційним шляхом через розвиток конкурентних процесів [14, 15].

Будь який продукт, що є результатом певного виробничого процесу, до споживача повинен дійти найраціональнішим шляхом і за найкоротший час. За ціною в розвинутому світі це становить 8-10 відсотків вартості продукту [8]. Як би там не було парадоксально, але планова економіка за витратами на переміщення була в багатьох галузях більш раціональною, ніж в період трансформаційних процесів. Це досліджено на ринку торфобрикету та нафтопродуктів [4, 5]. Імітація конкуренції на ринку цукрових буряків збільшує транспортні витрати лише по чотирьох заводах Волині на п'ять млн грн. на рік.

Ринок не справляється з проблемою раціонального і ефективного переміщення матеріальних потоків. Тут своє слово повинна сказати держава. Ще попередній уряд стверджував, що в Україні немає цивілізованого ринку товарів та послуг. Тому поряд із ринковими відносинами діють адміністративні важелі, які спрямовані на те, аби не допустити на ринок економічно необґрунтованих цін [16].

Щоб економіка була стабільною і ефективною, необхідна конкурентна і прибуткова система транспортних послуг. В багатьох країнах світу держава втручається в роботу транспорту в більшій мірі, ніж в інші галузі господарства. Таке

втручання може приймати форму регулювання, підтримки та участі у власності. [17].

Безконтрольні як зміна форми власності, так і структурні перетворення не створили конкурентних умов в економіці, як одного з найважливіших елементів ринкового середовища. В результаті економіка продовжує бути енерго- та ресурсомісткою. І тому нагальної потреби в логістичному інструментарії задля підвищення ефективності суспільного виробництва немає. Світове співтовариство не визнало Україну як країну з ринковою економікою. Це реакція зовнішнього світу на так звані економічні реформи. Запізніла соціалізація економіки була основою останніх політичних подій в країні.

Висновок. Слабкий інтерес бізнесу до логістики, що забезпечує організаційно-економічну стійкість фірм, пов'язаний з відсутністю конкурентного середовища як на продукцію, що транспортується, так і на транспортну продукцію.

Характерною ознакою української економіки є нерациональність структурних перетворень, а тому зменшення транспортної складової в ціні продукції є об'єктом вивчення на перспективу, з інструментарієм набагато ширшим за логістику.

Література

1. Скочук М.П. Транспортні витрати у вартості продукції та проблеми їх визначення // Вісник УДУВГП. – 2004р. – №1(25), с. 164-169.
2. Кому на руку нові тарифи на залізничні перевезення? // Урядовий кур'єр. – 19.03.2005р. – №50.
3. Заходи енергозбереження на автомобільному транспорті та системі забезпечення паливом. „Комплексна програма енергозбереження Волинської області на 1998-2010 роки” за № 3137-2431. – Луцьк, 1998. – с.107.
4. Скочук М.П., Русин В.Б. Логістика, як основа функціонування ринку торфобрикету // Вісник ТАУ та НТУ. –К., 2002р. – випуск 7. – с. 213-215.
5. Бідняк М.П., Палиці І.П., Скочук М.П. Ринок нафтопродуктів: теорія і практика: Монографія. – Луцьк: Волинська обласна друкарня, 2003. с. 156.
6. А.И. Семенов, В.И. Сергеев. Логистика. Основы теории. – СПб.: Издательство „Союз”, 2001. – 544с.
7. Колик А.В., Белоус Э.В. Новые методы управления транспортным обслуживанием промышленных предприятий за рубежом. – М., 1989. 44с. – (Автомоб. трансп.: Обзор информ. Сер. 2, Автомоб. перевозки / ЦБНТИ М-ва автомоб. трансп. РСФСР; Вип 6).
8. Логистика: Учеб. Пособие / Под ред. Б.А. Аникина. – М.: ИНФРА-М, 1998. – 327с.
9. Основы економічної теорії: Частина 1 / За загальною редакцією А.А. Чухно. – К., 1994. 456с.
10. Моисеев А.В., Петросян К.У. Хозяйственный механизм : 100 вопросов и ответов. – М.: Политиздат, 1981. 271с.
11. Лившиц В.Н. Системный анализ экономических процессов на транспорте. – М.: транспорт, 1986. 240с.
12. Лагутін В.Д. Політична економія кризи. – Луцьк: Видавництво „Вежа” Волинського державного університету. – 1996. – 160с.
13. Інноваційна стратегія українських реформ / Гальчинський А.С., Гесць В.М., Кінах А.К., Семиноженко В.П. – К.: Знання України, 2002. – 336с.
14. Чечетов М., Жадан І. Державне регулювання та державне підприємство: міфи та реальність // Економіка України. – 2001. – №12. – с. 10-18.
15. Іванов М. Приватизація державної власності // Економіка України. – 2001. №4. – с. 23-30.
16. Баланс цінової політики // Урядовий кур'єр. – 1.04.2004р.
17. Бауэрсокс Доналд Дж., Клосс Дейвид Дж. Логістика: интегрированная цеп поставок / Пер. с англ. – М.: ЗАО „Олимп-Бизнес”, 2001. – 640с.

Мисковець С.В., Гусєв А.П.

АНАЛІЗ ІМОВІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГАРАЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗБІРНО-СКЛАДАЛЬНИХ РОБІТ НА ОСНОВІ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПУ

У статті обґрунтована необхідність зміни принципу конструювання гаражного обладнання для розбірно-складальних робіт. Проаналізовано зв'язки технологічних операцій з відповідним обладнанням. Аналіз зв'язків дозволяє зробити висновок про доцільність конструювання розбірно-складального обладнання за модульним принципом. Табл.1. дж.3.

Технічне обслуговування й ремонт автотранспортного рухомого складу, на сучасному етапі вимагає докорінного перетворення. Це значною мірою, пояснюється зміною власників підприємств автотракторної техніки й збільшення долі імпортних машин. Зміна власників підприємств призвела до різкого скорочення обсягу транспортних послуг, а роботи з технічного обслуговування (ТО) і ремонту автотракторної техніки зменшились ще більше. Регіональні ремонтні підприємства, які раніше існували в кожному районному центрі, майже припинили своє функціонування. В результаті такого становища автотракторна техніка до виконання своїх функцій на сьогоднішній день не здатна. Збільшення кількості імпортної техніки в загальному обсязі погіршило якість ТО і ремонту. Для імпортної техніки немає запасних частин, а для ТО й ремонту відсутнє гаражне обладнання. Як відомо, якість і своєчасність проведення ТО й ремонту техніки в основному залежить від кваліфікації ремонтників, наявності й можливостей гаражного обладнання.

Відмінною рисою підприємств й їх підрозділів, що проводять ТО й ремонт рухомого складу, є низький коефіцієнт завантаження гаражного обладнання й незначний рівень механізації праці, особливо для розбірно-складальних робіт. Це пояснюється рядом причин, основа яких - тип виробництва:

- ремонтне підприємство або підрозділ АТП (під ремонтним підрозділом умовимось розуміти ремонтні зони й відділення автотранспортних підприємств, бази й станції технічного обслуговування, ремонтно-механічні заводи, цехи й т.п.), як правило, належать до одиничного типу виробництва. Випуск і конструювання гаражного обладнання для розбірно-складальних робіт був і залишається проблемою як для експлуатаційників рухомого складу, так і для ремонтного персоналу.

- гаражне обладнання для розбірно-складальних робіт конструюється розрізано й у більшості випадків під певний ремонтний підрозділ, у якому виконується конкретна технологічна операція;

- рухомий склад АТП несвоєчасно виводяться в ТО й ремонт, а ремонтні роботи найчастіше проводяться зі скороченням терміну на настійну вимогу експлуатаційників;

- ремонтний підрозділ з економічної точки зору не може мати всю гаму ремонтного обладнання для розбірно-складальних робіт через малу трудомісткість ремонтно-оглядових і дефектувальних робіт рухомого складу;

- кількість технологічних ремонтних операцій, розмаїтість ремонтіваних об'єктів настільки велике, що вирішити проблему забезпечення гаражним обладнанням для розбірно-складальних робіт спроектованим і сконструйованим традиційним способом неможливо.

Низький коефіцієнт завантаження гаражного обладнання, особливо для розбірно-складальних робіт, підрозділів АТП і виведення рухомого складу з експлуатації погіршує техніко-економічні показники підприємств.

У цьому зв'язку представляється доцільним розглянути можливість конструювання гаражного обладнання для розбірно-складальних робіт із сукупності блоків. Формування блоків, в свою чергу, повинне бути із уніфікованих збірних одиниць, які доцільно, на нашу думку, називати модулі. Під поняттям модуль домовимося розуміти уніфіковану збірну одиницю, яка виконує самостійну функцію в гаражному обладнанні. Таке визначення співпадає з визначенням поняття модуля в словнику-довіднику [1], а під модульним принципом конструювання гаражного обладнання вмовимося розуміти побудову різних технічних систем з різноманітними характеристиками шляхом комбонування їх з типових модулів обмеженої номенклатури [2].

Підвищення ефективності використання гаражного обладнання, на нашу думку, необхідно вирішувати на рівні проектування, конструювання й експлуатації гаражного обладнання. Підвищення коефіцієнта завантаження гаражного обладнання й рівня механізації праці як мети нашої роботи, в основному, не залежить від організаційних заходів і функціональних можливостей. Якщо організаційні заходи легко вирішуються адміністрацією підприємства, то функціональні можливості більш доцільно вирішувати на етапі виконання проектно-конструкторських робіт.

Важливими критеріями оцінки якості функціональних можливостей розбірно-складального гаражного обладнання є порівняльні оцінки, а відповідно і вибір варіантів існуючого чи проєктованого обладнання. Спроєктоване обладнання повинне оцінюватись наступними техніко-економічними показниками:

- якісні показники відремонтованих агрегатів і складальних одиниць;
- продуктивність - кількість відремонтованих агрегатів і складальних одиниць в одиницю часу;
- надійність і безпечність у роботі при його експлуатації;
- універсальність - діапазон можливого переналагодження на виконання інших робіт;
- мобільність - швидкість переходу з одних технологічних ремонтних операцій на інші;
- рівень механізованої і механізовано-ручної праці;
- екологічні характеристики - умови праці й ступінь впливу функціонування обладнання на робітників і навколишнє середовище;
- тривалість життєвого циклу, терміни служби [3];
- економічні показники - коефіцієнт завантаження обладнання, амортизаційні відрахування, капітальні витрати на придбання або створення обладнання, строки окупності й т.д.

Як відомо, проектування машин і механізмів починається з аналізу структури технологічних операцій, для яких проєктується об'єкт. У той же час, такий аналіз ускладнюється тим, що перелік робіт з ТО й ремонту в технологічних операціях дуже різноманітний і специфічний для кожного ремонтного підрозділу.

Існуючий рівень уніфікації гаражного обладнання і його складових частин мінімальний, а його підвищення й доведення до стандартизації звичайними методами проблематично. Підвищення рівня уніфікації, стандартизації основних складальних одиниць розбірно-складального обладнання повинно починатися з визначення зв'язків між технологічними операціями з ТО і ремонту з ремонтним обладнанням.

У най загальному випадку перелік основних робіт, які виконуються у ремонтних підрозділах, можна представити у вигляді таблиці (табл.1.).

В табл. 1 представлені зв'язки відповідності робіт, які виконуються при розбірно-складальних операціях, з обладнанням.

Зв'язки робіт, які представлені в табл.1, дозволяють повно й для кожного виду робіт проаналізувати конструктивні схеми гаражного обладнання. Аналіз конструктивних схем необхідний для деталізації конструкцій базування, закріплення важільних й інших підсилювачів, несучих конструкцій, приводів, перетворювачів рухів та інших збірних одиниць розбірно-складального обладнання.

Таблиця 1

Виконувані роботи й використовуване обладнання

Види робіт	Обладнання
Підйомно-транспортні	Ручні талі, консольні крани й ін.
	Електронавантажувачі, вібротранспортери, похилі конвеєри й ін. механізоване обладнання
Очисні	Обладнання механічного очистки
	Устаткування фізико-хімічного очистки
	Устаткування термічного очистки
Мийні	Струминна установка
	Установки для занурення
	Щіткові установки
Оглядові	Обладнання для вивішування об'єкта впливу
	З використанням оглядових каналів
Розбірно-складальні	Обладнання для нарізних сполучень
	Обладнання для клепаних з'єднань
	Обладнання для з'єднань із натягом
	Обладнання для з'єднань пайкою
	Обладнання для з'єднань зварюванням
	Обладнання для з'єднань склеюванням
	Обладнання для з'єднань зшиванням
Дефектувальні	Обладнання прямих вимірів параметрів
	Обладнання з використанням акустичної емісії (АЕ) і інших непрямих вимірів
Ремонтно-відбудовчі	Обладнання для обтиснення
	Обладнання для роздачі
	Обладнання для осідання
Сортувально-комплектувальні	Перевірно-тарне оснащення(перевірочні плити, вимірювальні центри для розподільчих валів і т.д.)
Транспортні	Обладнання для горизонтального переміщення (конвеєри, електрокари, рольганги й ін.)
	Ручні візки для транспортування шин, ресор й ін.)
Заправно-зливальні	Обладнання для нагнітання рідин
	Обладнання для відкачування й видавлювання рідин
Контрольно-вимірвальні	Обладнання для перевірки генераторів, стартерів, щільності зарядки акумуляторів й ін.
Обпресувальні	Обладнання для діагностування радіаторів бензобаків й ін.
	Обладнання для обпресування блоків циліндрів, головок блоків й ін.
Кріпильні	Вручну
	З використанням гайковертів
Регульовальні	На стендах
	На автомобілях
Слюсарні	Обладнання для нарощування шаруючи металу
	Обладнання для ремонту під ремонтні розміри
	Обладнання для складання нерухомих з'єднань

На підставі аналізу з'являється можливість всю конструкцію певного розбірно-складального обладнання представити у вигляді блоків, які складаються з уніфікованих модулів.

Висновки. Розробка певної конструкції розбірно-складального обладнання за модульним принципом дозволить отримати з мінімальної кількості блоків, які складаються з уніфікованих модулів, всю гаму необхідного обладнання. Це дозволить виконувати роботи з ТО і ремонту агрегатів та збірних одиниць з мінімальними амортизаційними відрахуваннями

Література

1. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. –2-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1987.– 560 с., ил.
2. Базров Б. М. Модульна технологія в машинобудуванні. М.: Машинобудування, 2001. 368 з, іл.
3. Leonid WOLCZKIEWIZ Projektowanie optymalnych struktur konfiguracji wariantow urzadzen montagowych. Technika I technologia montazu maszyn. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej-2004 Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej

УДК 621.436

Богаевский А.Б.

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К УПРАВЛЕНИЮ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Сформулированы критерии, которым должна соответствовать усовершенствованная система управления топливоподачей транспортной дизельной установки, находящейся в эксплуатации. Приведены основные конструктивные типы современных систем управления топливоподачей и соответствующая им обобщенная структурная схема функциональных алгоритмов контура управления. Приведены данные рядовой эксплуатации мощных транспортных средств, дизельные установки которых усовершенствованы электронным регулятором. Рис. 1, ил. 7.

Дизели транспортного назначения работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Современные мощные транспортные дизели представляют собой комбинированную установку, в состав которой входят несколько разнородных подсистем, которые взаимодействуют между собой в процессе работы. Важнейшими являются подсистемы топливоподачи, воздухообеспечения и охлаждения.

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля, а, следовательно, и обеспечения необходимых экономических и экологических показателей, является управление процессом топливоподачи. Задача весьма актуальна, так как в странах СНГ эксплуатируются десятки тысяч мощных транспортных дизелей в составе автомобильных большегрузных карьерных самосвалов, грузоподъемностью 100 тонн и более, и локомотивов различного назначения. Средний расход топлива на один такой транспортный дизель в год составляет несколько сот тонн. Совершенствование их систем управления топливоподачей (в своем подавляющем большинстве механических или гидромеханических) обеспечит повышение топливной экономичности и быстроту окупаемость затрат на модернизацию.

Анализ различных существующих в настоящее время систем управления

топливоподачей транспортных дизельных двигателей [1-3] позволил выделить основные их конструктивные типы, а именно:

- топливный насос высокого давления (ТНВД) + трубопровод высокого давления (ТВД)+ форсунка + механический (гидравлический) регулятор;
- ТНВД + ТВД + форсунка + электронный регулятор;
- ТНВД с электронным управлением + ТВД + форсунка (PPN-system : pump-pine-nozzle);
- насос – форсунка с механическим приводом;
- насос – форсунка с электронно-механическим управлением (PNU-system: pump- nozzle-unit);
- насос – форсунка гидроэлектронная, аккумуляторная (HPI-system: high pressure injection);
- система аккумуляторная с регулируемым высоким давлением (CR- system: Common rail).

Системы перечислены в порядке возрастания их стоимости.

Совершенствование систем топливоподачи транспортных дизельных установок, находящихся в рядовой эксплуатации, предполагает выбор одного из конструктивных типов и его конкретную реализацию на модернизируемых установках. Каждый из приведенных ранее конструктивных типов систем управления топливоподачей имеет определенные возможности для совершенствования. Поэтому задачей автора является определение на основании анализа различных групп требований к управлению топливоподачей конструктивной схемы, наиболее полно удовлетворяющей в настоящее время большинству предъявляемых требований, а также синтез ее структурной схемы контура управления.

Вне зависимости от выбранного конструктивного типа совершенствование систем топливоподачи транспортных дизельных установок, находящихся в рядовой эксплуатации, должно осуществляться в соответствии со следующими бизнес-требованиями:

- стоимость усовершенствованной системы топливоподачи;
- степень повышения топливной экономичности и экологических показателей, т.е. время окупаемости затрат на усовершенствование системы;
- показатели надежности;
- время монтажа системы на борту, т.е. время вывода транспортного средства из эксплуатации;
- требования к техническому уровню персонала, эксплуатирующего и обслуживающего транспортное средство с усовершенствованной системой топливоподачи дизельной установки.

В целом задача управления сложна по причине широкой гаммы параметров, которые должны быть отрегулированы к соответствующим рабочим состояниям двигателя при помощи современного регулятора.

И система впрыскивания топлива, и турбонагнетатель (широко распространенные сегодня) имеют нелинейные зависимости между количеством введенного топлива и объемом поступающего в зону сгорания воздуха, с одной стороны, и частотой двигателя и положением регулирующей рейки - с другой. К этому должны быть добавлены нелинейные зависимости между процессом сгорания и множеством переменных, которые воздействуют на процесс. Они включают температуру двигателя, температуру и объем поступающего в зону горения воздуха, частоту двигателя, количество введенного топлива, регулирование момента впрыска и давления и т.д. Наконец, на качество процесса управления также влияют свойства допустимой нагрузки. Общими также (в дополнение к моменту инерции запускаемой машины) для всех ранее перечисленных подсистем мощно-

го транспортного дизеля являются нелинейные зависимости между вращающим моментом и частотой вращения или зависящими от сферы применения изменениями в нагрузке. Поэтому не представляется возможным сконфигурировать единую систему регулирования, которая бы соответствовала каждому конкретному случаю применения и условиям работы, а, следовательно, было создано много различных механических (гидравлических), а в последние годы электронных систем со специфическими характеристиками.

Вне зависимости от конструктивного типа управление топливopодачей транспортных дизельных установок должно обеспечить, в первую очередь, устойчивость работы и требуемое качество переходных процессов как при изменении задания, так и при сбросе и набросе нагрузки.

Помимо группы общих требований нельзя не отметить необходимость реализации значительного числа ограничивающих требований и защитных функций. Так, например, в пределах рабочего диапазона нагрузок двигателя необходимо вводить ограничение вращающего момента (путем ограничения количества введенного топлива) для того, чтобы предотвратить:

- образование черного дыма в результате недостаточной массы поступающего в зону сгорания воздуха в цилиндр;
- повреждение поршней, коленчатого вала, подшипников и т.д. вследствие чрезмерного действия перегрузок;
- тепловую перегрузку двигателя.

Транспортный дизель имеет все более и более отрицательную репутацию в последние годы из-за высокого выделения оксида азота (NOx) и дисперсного материала по сравнению с бензиновыми ДВС. Хотя как первичный двигатель, дизельный, достигает самой высокой степени эффективности с точки зрения используемой энергии, и самого низкого выделения CO₂.

Поэтому изготовители дизельных двигателей и компонентов к ним (форсунок, регуляторов, турбонагнетателей, промежуточных охладителей), интенсивно решали не только проблему сокращения содержания загрязнителя в отработанных газах, но и проблему снижения топливopотребления, потребления моторного масла и продления интервала между заменами моторного масла. При этом возникла проблема, что мероприятия, призванные понижать выделение одного загрязнителя, приводят к увеличенному выделению другого или к повышению расхода топлива.

При приближении момента начала подачи топлива к ВМТ системы впрыска, по общему признанию, сокращаются NOx - выделения, что одновременно приводит к увеличению расхода топлива. Только комплексные мероприятия могут позволить одновременно достичь понижения NOx - выделений, выбросов твердых частиц и расхода топлива, а именно:

- понижение температуры поступающего в зону сгорания воздуха;
- увеличение объема воздуха, поступающего в зону горения;
- возврат некоторого количества выхлопного газа к воздуху в камере сгорания;
- увеличение давления впрыска топлива до величин свыше 1800 кг/кв. см,
- улучшение распыления подаваемого топлива,
- настройка расхода впрыска;
- улучшение процесса горения в цилиндрах, например, при многократном впрыске.

Чем строже требования к эмиссии вредных выбросов и топливному потреблению, тем выше потребность в усовершенствовании/модернизации топливной системы транспортного дизеля для реализации или поддержки соответ-

ствующих функций, что может быть реализовано только при приемлемой стоимости цифровых регуляторов.

Современные микроконтроллерные системы управления дизелями (системы типа PPN, Common Rail) с целью обеспечения наибольшей эффективности осуществляют управление цикловой подачей топлива, моментом начала впрыска топлива, формируют закон подачи топлива в зависимости от частоты и нагрузки, формируют закон изменения давления впрыска топлива и ряд других характеристик топливоподачи. Однако из-за значительной стоимости указанные выше системы нашли пока очень ограниченное применение в мощных дизелях для промышленного карьерного и железнодорожного транспорта.

В странах СНГ в настоящее время основным направлением совершенствования управления топливоподачей избрали внедрение электронных (микроконтроллерных) регуляторов, которые являются мощным средством совершенствования дизелей, при этом их стоимость значительно ниже, нежели ранее указанные системы управления впрыском [6,7].

С учетом анализа всей гаммы требований был произведен синтез структурной схемы функциональных алгоритмов контура управления электронного регулятора, которая позволяет осуществить обобщенный подход к управлению топливоподачей с точки зрения повышения топливной экономичности дизельных транспортных машин в условиях эксплуатации. Структурная схема представлена на рис. 1.

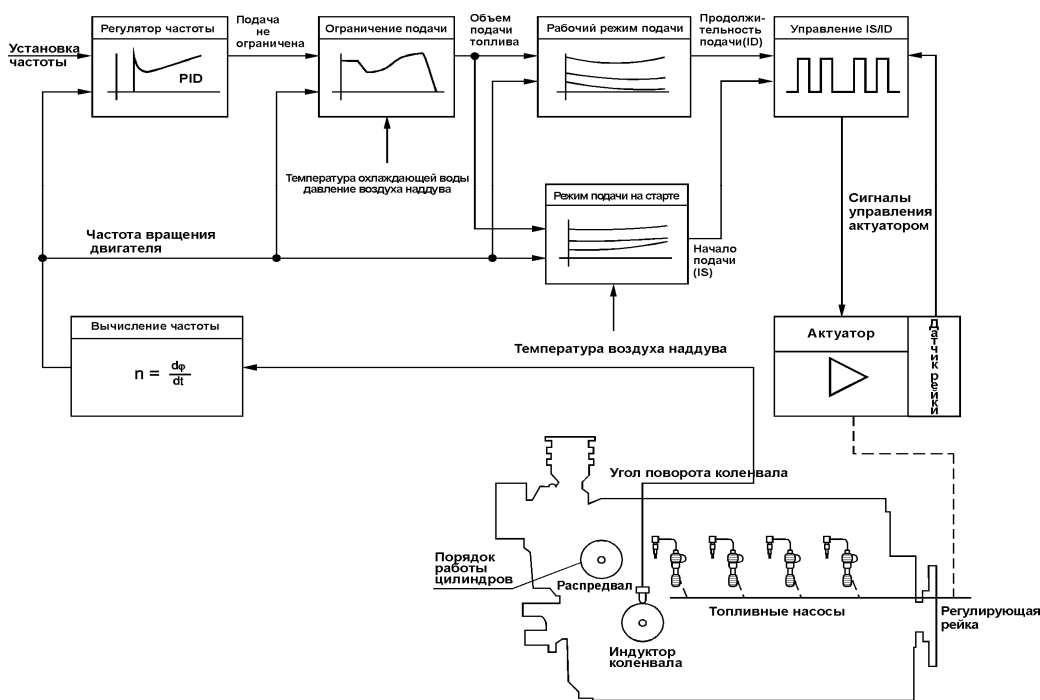


Рис.1 Структурная схема контура управления электронного регулятора

Из анализа схемы алгоритмов контура управления следует, что для группы механических или гидромеханических систем управления топливоподачей изменение любого алгоритма практически сопряжено с разработкой новой системы управления. В то время как для электронных систем управления такие изменения осуществляются на программном уровне и практически не требуют каких-либо

изменений исполнительных механизмов, воздействующих на органы топливоподачи, - актуаторов и электромагнитных клапанов.

Схема на рис.1 представляет интерес с точки зрения общности подхода к управлению топливоподачей, поскольку все алгоритмы, реализуемые регулятором, входят в состав всех приведенных ранее конструктивных типов систем топливоподачи, структурные схемы контуров управления которых могут быть представлены в аналогичной форме.

Одной из наиболее сложных задач, которые необходимо решать при разработке систем управления топливоподачей, является определение требуемых законов управления, которые обязаны обеспечить заданные экологические и экономические показатели транспортных дизелей. Эти законы сосредоточены в следующих алгоритмических блоках: регулятор частоты, ограничение подачи, стартовый и рабочий режим подачи.

Приведенные в различных источниках характеристики управления топливоподачей, оптимизированные по различным параметрам, носят частный характер и получены, как правило, экспериментальным путем, который является весьма затратным в случае мощных дизельных установок [4,5]. Разработка универсальных, основанных на использовании элементов теории подобия и многопараметровых математических моделей, методов для определения оптимальных законов управления топливоподачей, законов ограничения является существенным вкладом в процесс усовершенствования систем управления топливоподачей дизелей различной мощности и назначения с целью повышения их топливной экономичности.

В настоящее время в рядовой эксплуатации находится несколько микроконтроллерных регуляторов в составе различных мощных транспортных дизельных установок. Снижение эксплуатационных расходов топлива при соответствующей настройке микроконтроллерного регулятора обеспечивается за счет реализованных в составе регулятора оптимальных законов управления, определенных с использованием многопараметровых моделей и с учетом анализа эксплуатационных требований. Среднее снижение эксплуатационного расхода топлива составило 4 – 5% по сравнению с дизельными установками, оборудованными традиционными гидромеханическими регуляторами.

В абсолютных значениях для дизельной транспортной установки мощностью 2000 кВт экономия составляет 20 – 25 тонн топлива в год. Оригинальные конструктивные решения позволили снизить стоимость созданного микроконтроллерного регулятора по сравнению с аналогами более чем в 2 раза [2].

Литература

1. Топливная система следующего поколения// В кн. «Анализ технического уровня ДВС», 1998, № 25. – М.: Информцентр – НИИД. – с. 3-17.
2. www.heinzmann.de.
3. Гоголев Л. Система SCANIA HPI «Управляющее топливо»// Коммерческие автомобили, 2003, №11. – Киев: ИА Автоцентр. – с. 30-31.
4. Долгих И.Д. Разработка систем автоматического непрерывно – дискретного регулирования транспортных дизелей// Автореф. на соиск. уч. ст. д.т.н., 1993. – Харьков: ХИИТ. – 48 с.
5. Марков В.А., Кислов В.Г., Хватов В.А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 160 с.
6. Электронный регулятор частоты вращения и мощности дизеля тепловоза ЧМЭ 3// Отчет о НИР, 1999. – М.: ВНИИЖТ. – 39 с.
7. 7.Богаевский А.Б, Басов А.В., Смирнов О.П. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель - генераторной установки // Вестник ХГАДТУ / Сб. научн. тр. вып. 15,16. - Харьков: РИО ХГАДТУ. – 2001. – с. 153-156.

Семина Ю.Г., Федорченко В.В., Фурманец Е.Л.

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ КОМПОЗИЦИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА

Рассматривается влияние гранулометрического состава и концентрации пластификаторов на реологические параметры водоугольных суспензий. Рис.1, ист. 4.

Гидросмеси - это механические смеси частиц горных пород (твердых материалов), измельченных до определенной крупности, с жидкостью (водой и т.п.). Перемещение таких смесей в потоках с твердыми границами вносит изменения в структуру несущей жидкости: по сравнению с потоками однородной жидкости существенно изменяется внутреннее трение при одних смесях и трение на границах потока - при других. Разнообразие условий технологических процессов, выполняемых в различных производствах с сыпучими материалами, определяет состав твердых частиц по крупности, содержанию их в смесях и другие характеристики.

Для технологических процессов в горнодобывающей и смежных отраслях промышленности (металлургической, горно-химической, энергетической и строительной) наиболее характерны тонко-, грубо- и особенно полидисперсные частицы в виде продуктов технологических процессов или абразии.

Структурные гидросмеси образуют диспергированные частицы многих лиофобных и лиофильных минералов размерами менее 40...60 мк.

Тонкодисперсные гидросмеси образуют частицы угля ($\gamma_s = 13...17 \text{ кН/м}^3$) крупностью 0...0,25 мм при наличии в основном классе 0,05...0,25 мм и содержании класса 0,25...0,5 мм не более 30%, горные породы ($\gamma_s = 25...27 \text{ кН/м}^3$) при крупности частиц 0...0,15 мм и содержании класса 0,15...0,35 мм не более 30%, тяжелые руды и концентраты ($\gamma_s = 39...45 \text{ кН/м}^3$), основная фракция которых представлена частицами 0,03...0,15 мм, а содержание класса 0,15...0,25 мм не превышает 15%.

Грубодисперсные гидросмеси образуют частицы угля крупностью в основном 0,25...2,5(3) мм; горные породы ($\gamma_s = 25...27 \text{ кН/м}^3$) - крупностью 0,15...2,0 мм; тяжелые руды и концентраты ($\gamma_s = 39...45 \text{ кН/м}^3$) - крупностью 0,1...1,5(2) мм.

Неоднородные грубодисперсные смеси образуются введением частиц и кусков угля крупностью более 2,5...3 мм, горных пород и различных руд крупностью более 1,5...2 мм.

Полидисперсные гидросмеси в горизонтальных трубах характеризуются движением частиц крупностью меньше 0,1...0,25 мм во взвешенном состоянии, частиц до 1,5...3 мм - прерывным взвешиванием на всю толщину потока, а кусков более 1,5...3 мм - в пристенной области прерывным взвешиванием или волочением (перекатыванием) по нижней стенке трубы. Во взаимном влиянии отдельных фракций частиц на их движение существенно влияние тонкодисперсных частиц.

Гидросмеси с содержанием в значительном количестве тонких классов углей или породы могут изменять свои физико-механические свойства. Такое влияние на свойства, например, угольных гидросмесей оказывают частицы угля крупностью 0...0,05 мм. Как показали опыты, чтобы гидросмесь не расслаивалась, количество угля класса 0...0,07 мм (в основном менее 0,05 мм) должно составлять примерно 25...35% по весу от общего количества угля. Это содержание зависит от распределения остальных классов по крупности и от концентрации.

В водоугольном топливе, пригодном для транспортирования и последующего прямого сжигания, взамен угля сухого измельчения или мазута, содержание угля должно быть не менее 63% при зольности до 12%, размер частиц угля не должен превышать 250 мкм, эффективная вязкость должна быть такой, чтобы потери напора не превышали 0,1 МПа/км в течение всего периода транспортирования. Первые два требования определены условиями сжигания угля, третье - условиями транспортирования по трубе на дальние расстояния. В горелки можно подавать ВУТ с большей эффективностью, чем предусмотрено условиями транспортирования в трубе.

Реологические свойства заданной концентрации определяются следующими факторами: природными свойствами угля; минералогическим составом и степенью измельчения породы как в общем составе, так и по компонентам; степенью окисленности исходного угля на различных стадиях приготовления ВВУТ; химическим составом поверхности угля; химическим составом и рН воды; содержанием органической и неорганической серы как в исходном материале, так и в отсевах после помола; количеством и качеством вводимых в ВВУТ пластификаторов. С технологической точки зрения наиболее удобные параметры для управления свойствами ВВУТ в процессе его приготовления - дисперсность угля, вид и концентрация пластифицирующих добавок.

Как показывают экспериментальные данные, подбором гранулометрического состава угля можно изменять в несколько раз вязкость ВВУТ заданной концентрации. Наиболее низкая вязкость соответствует наиболее плотной из возможных упаковок частиц порошка. Известно также, что вязкость топлива высокой концентрацией увеличивается с возрастанием дисперсности твердой фазы и по мере отклонения формы частиц от сферической.

Однако теория этого явления разработана недостаточно. Обычно используют известную теоретическую формулу Эйнштейна для сильно разбавленных суспензий:

$$\eta_r = \eta / \eta_0 (1 + 2,5\varphi), \quad (1)$$

где η - реальная вязкость суспензии; η_0 - вязкость дисперсной среды; φ - объемное содержание твердой фазы.

В рассматриваемом случае концентрированных суспензий с сильно взаимодействующими между собой частицами эта формула не применима.

Для концентрированных суспензий пользуются полуэмпирическими модификациями формулы Эйнштейна для сильно разбавленных суспензий соотношениями, одна из которых (формула Френкеля - Аквивоса) имеет вид:

$$\eta_r = \frac{(\varphi / \varphi_m)^{1/3} C}{(1 - \varphi / \varphi_m)^{1/3}} + 1, \quad (2)$$

где φ_m - максимально возможная плотность упаковки; C - постоянная зависящая от геометрии расположения частиц.

Наиболее плотной упаковке φ_m , как это следует из общих геометрических представлений, соответствует вполне определенный гранулометрический состав порошка.

Действенный способ повышения плотности упаковки и снижения вязкости суспензии - изготовление порошка бимодальным гранулометрическим составом. При фиксированном содержании твердой фазы в суспензии ее вязкость зависит от соотношения крупной и мелкой фракций и достигает минимума, величина которого определяется скоростью сдвига и формой частиц (рис. 1).

Поскольку форма частиц обусловлена структурой и /в меньшей степени/ условиями измельчения угля, а скорость сдвига определяется параметрами системы гидротранспортирования, технологически варьируют и подбирают такие фракции и их соотношения в смеси, которые в заданных условиях обеспечивают минимальную вязкость. Оптимальное их соотношение для некоторой установленной скорости сдвига может оказаться далеким от оптимума.

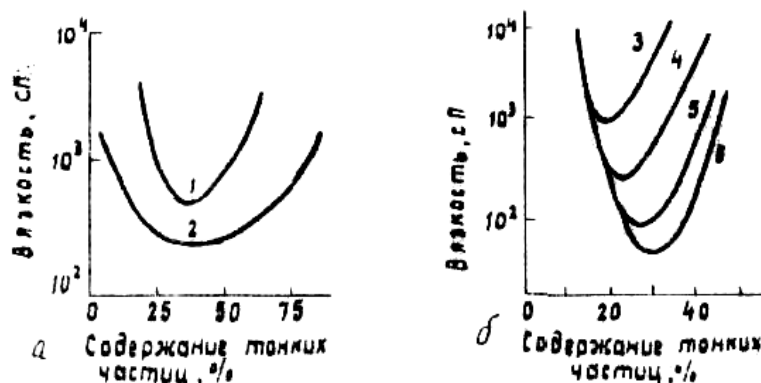


Рис.1. Зависимость вязкости суспензии при содержании угля в суспензии: а – 70% с пластификатором; б – 50% без пластификатора от содержания тонкой фракции; 1 - пластинчатых и 2 - сферических частиц угля при скорости сдвига; 3 - 1, 4 - 10, 5 - 100 и 6 - 1000 с⁻¹

Есть сведения о том, что суспензии с оптимальным (в указанном смысле) гранулометрическим составом получают посредством помола угля в две стадии. Часть угля (30...40%) измельчают очень тонко - до верхнего размера частиц 10...20 мкм, остальной уголь сравнительно грубо - до верхнего размера частиц 250 мкм. Обе части смешивают в мельнице грубого помола или каким-либо другим способом. Как показали опыты, хорошие результаты могут быть достигнуты выделением из угля грубого помола (менее 250 мкм) фракции частиц менее 60...80 мкм, помол ее до размера частиц менее 10 мкм и затем смешивание с фракцией 80...250 мкм. Таким путем, по данным НПО "Гидротрубопровод", удастся получить суспензии с концентрацией 67%, вязкостью 400...600 сП и нулевым начальным напряжением сдвига.

ВВУТ должно обладать стабильностью, т.е. не должно расслаиваться в условиях хранения и транспортирования в течение необходимого по требованиям эксплуатации времени.

Для получения водоугольной суспензии с требуемыми для гидротранспорта и сжигания показателями по дисперсности, концентрации и вязкости применяют пластифицирующие добавки. Некоторые из них снижают вязкость высококонцентрированных суспензий в десятки раз, причем пластифицирующий эффект определяется их природой и концентрацией. Практически все основные классы ПАВ, комплексные добавки могут стабилизировать и понижать вязкость ВВУТ, изменять их реологические характеристики и влиять на гранулометрический состав суспензии в процессе помола.

Компоненты химических добавок вводят на стадии помола и приготовления ВВУТ. К исходной суспензии, полученной по одностадийной или двухстадийной технологии помола, можно вводить композиционные добавки, у которых массовая доля от твердого составляет 0,2...0,8%.

Влияние каждой добавки на изменение вязкости и стабильности ВВУТ можно определить только опытным путем, варьируя количество добавок и их ком-

позиции.

Вязкость получаемого топлива зависит от концентрации пластификатора и способа его введения. Введение половины пластификатора на первой стадии, а затем оставшейся части на второй оказывается эффективнее, чем его полное введение в начале цикла помола.

Поскольку пластификаторы представляют собой химически активное вещество (в частности, поверхностно активные) и вводятся в суспензии в виде водного раствора, химический состав воды существенно влияет на их эффективность. Вязкость суспензии зависит от pH среды, вида и концентрации различных водорастворимых химических присадок.

Задача получения высококонцентрированных водоугольных суспензий для магистрального гидротранспорта включает в себя исследование влияния на реологические характеристики гранулометрического состава в широком диапазоне соотношений между различными фракциями, выявление их фактических характерных размеров, влияния различных добавок, снижающих гидравлические сопротивления за счет изменения реологических свойств ВВУС, определение влияния физико-химических процессов, протекающих в ВВУС в процессе транспортирования (механическое истирание частиц, их реагирование с водой и добавками и т. п.).

В качестве добавки, снижающей вязкость, можно использовать пластификаторы НФК и ТПФН (триполифосфат натрия). Определение оптимального содержания добавок проводилось на суспензии с весовой концентрацией 66 % на сухую массу угля бимодального гранулометрического состава, приготовленной из мелкой (0—20 мкм) и крупной (63—250 мкм) фракций в соотношении 1:1.

Использование пластификатора в комбинации с НФК уменьшает гидравлические потери примерно на 30—50 % в основном за счет уменьшения величины напряжения начального сдвига. Характер кривых, отражающих изменение содержания ТПФН с 0,5 до 0,7%, подобен характеру описанных выше кривых, но более плавный. Оптимальное содержание НФК с ТПФН остается тем же. С увеличением содержания ТПФН начальное напряжение сдвига уменьшается и стремится к нулю. Структурная вязкость с введением ТПФН увеличивается примерно на 20—25 % и практически не зависит от содержания последнего.

Водоугольные суспензии с добавкой НФК+ТПФН при увеличении в них доли мелкой фракции угля, начиная примерно с 50%, приобретают свойства ньютоновской среды.

Выполненные экспериментальные исследования показывают, что при получении высококонцентрированных водоугольных суспензий, направляемых на прямое сжигание, необходимо сочетание специального гранулометрического состава и пластификаторов.

За счет сочетания различных фракций можно повысить содержание твердого в суспензии. Однако обеспечение нужного сочетания потребует усложнения технологии пульпоприготовления по сравнению с одностадийным помолом, что может сделать неприемлемым получение наилучшего с гидравлической точки зрения гранулометрического состава.

Применение пластификаторов, улучшающих реологические свойства суспензии, весьма эффективно. Однако и в этом случае к ним предъявляются зачастую противоречивые требования. Так, исходя из условия стабильности свойств суспензии в течение продолжительного промежутка времени, определяемого продолжительностью транспортировки и хранения, суспензия должна, по видимому, обладать небольшой величиной начального напряжения сдвига, несмотря на то, что это увеличивает давление транспортирования. Процентное содержание пластификаторов на уровне 1-1,5%, возможно, слишком высоко, и необходим поиск новых, более дешевых пластификаторов.

Задача підбору оптимальної суспензії состоить в забезпеченні ефективного розпилення при збереженні задовільної стабільності і в'язкості при перекачуванні.

Розглянуті експериментальні дослідження реологічних властивостей ВВУС являються основою для розробки методів розрахунку течій цих рідин в трубопроводах.

Розробка технології приготування, транспортування по трубопроводу, зберігання і згорання висококонцентрованих водоугольних суспензій потребує проведення великого обсягу досліджень, які в межах проблеми гідротранспорту поки не виконувалися.

Формулюючи головні напрями гідродинамічних досліджень, які були проведені, поки все слід виділити:

- розробку теорії, створення фізичних моделей і методів розрахунку течії висококонцентрованих водоугольних суспензій з урахуванням процесів структуроутворення і теплообміну;

- вивчення впливу фізико-хімічних властивостей і гранулометричного складу вугля на реологічні характеристики і стабільність суспензій, дослідження механізму впливу на ці властивості водних розчинів різних поверхнево-активних речовин, розробку методів регулювання якості суспензій.

Література

1. Брагин Б.Ф., Коломиец А.С. Пульпы и суспензии / Уч.пособие – К.: ИСДО, 1995. – 464 с.
2. Транспортирование водоугольных суспензий: гидродинамика и температурный режим/ А.С. Кондратьев, В.М. Овсянников, Е.П. Олофинский и др. – М.: Недра, 1988. – 213 с.
3. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт. - М., Недра, 1980. - 293 с.
4. Исследование гидромеханики суспензий в трубопроводном транспорте. Сборник научных трудов. – М., ВНИИПИГидротрубопровод, 1985 - 103 с.

УДК 629.113.004

Гришук О.К.

ОЦІНКА ДОСКОНАЛОСТІ КОНСТРУКЦІЇ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В роботі розглянуто питання про взаємозв'язок техніко-експлуатаційних властивостей та конструктивних параметрів автотранспортних засобів, про можливість оптимізації конструктивних параметрів при їх створенні. Дж. З.

Для забезпечення найбільш раціонального технічного прогресу в розвитку автомобільних транспортних засобів необхідно мати можливість об'єктивно оцінювати досконалість їх конструкцій. При цьому під досконалістю конструкції автомобіля мається на увазі його пристосованість до виконання перевезень з найменшими матеріальними та трудовими витратами, найбільш швидко, високопродуктивно, безпечно та зручно для пасажирів і безпечно для вантажів.

Сучасний автомобіль є настільки досконалим транспортним засобом, а умови використання настільки різноманітні, що об'єктивна його оцінка повинна проводитись на відповідній науковій основі.

Широке застосування отримав метод оцінки автомобілів за рівнем значень вимірювачів його основних експлуатаційних властивостей. Більш повна та всебіч-

на оцінка досконалості конструкції автомобіля може бути отримана шляхом доповнення оцінки його експлуатаційних властивостей, тобто шляхом визначення техніко-економічних параметрів. Такий розвиток методу оцінювання може бути досягнутий шляхом використання системного зв'язку між елементами конструкції автомобіля та елементами ефективності його використання (1).

Досконалість конструкцій будь-якого автомобіля визначається шляхом її співставлення з конструкцією іншого автомобіля, однотипного з ним за розмірністю, транспортним призначенням, дорожніми умовами (2).

Визначення ефективності автомобіля базується на розрахунковому встановленні чисельних значень окремих її елементів. Вихідними даними для цих розрахунків є експлуатаційні та техніко-економічні показники, що встановлюються для типових умов експлуатації. При застосуванні такого методу передбачається визначення наступних основних елементів, які характеризують ефективність автомобіля: витрат на перевезення, продуктивності автомобіля, трудомісткості перевезень, енергоємності перевезень та матеріалоємності перевезень. Основним узагальнюючим критерієм ефективності є витрати на перевезення на даному автомобілі, а також його залежність від елементів конструкції (3).

Поняття ефективності автомобіля може розглядатися не тільки як таке, що визначає безпосередній економічний ефект від використання автомобіля, але й у більш широкому аспекті. При цьому закономірно, крім наведених вище елементів ефективності, характеризувати її ще двома додатковими – якістю перевезень та нешкідливістю їх здійснення.

Якість перевезень визначається забезпеченням найбільшої зручності пасажирів при мінімальній їх втомлюваності, а у вантажних автомобілях – забезпеченням найбільшої збереженості вантажів. Якість перевезення важко оцінювати конкретним вимірювачем, який піддавався б розрахунковому визначенню. Якість перевезень в автомобілі або автобусі пасажирів в основному залежить від конструкції та обладнання кузова, якості підвіски, ізолюваності його від газів та шуму двигуна, ефективності вентиляції, опалення, зручності сидінь, наявності інших зручностей (3). У вантажному автомобілі якість перевезень також в основному залежить від конструкції кузова, його підвіски, пристосованості до перевезень, завантажування та вивантажування вантажу.

Нешкідливість перевезень характеризує безпечність використання автомобіля як для водія і пасажирів, так і для пішоходів та інших видів транспорту, а також екологічною безпечністю.

Нешкідливість перевезень залежить від того, в якій мірі в конструкції автомобіля передбачено всі можливі заходи, які зменшують вірогідність дорожньо-транспортних пригод, зменшують можливі негативні наслідки від них, а також перешкоджають екологічному забрудненню довкілля.

Таким чином, кожен із наведених елементів, котрі характеризують ефективність автомобіля, безпосередньо залежать від його конструктивних особливостей. Однак прямий зв'язок, який виражає ці залежності, не може бути встановлений, тому що кожен з елементів ефективності залежить від сполучень різних конструктивних особливостей автомобілів, прояв яких залежить від конкретних умов експлуатації.

Сполучення конструктивних особливостей автомобіля, які визначають його експлуатаційні властивості, досліджується теоретично або експериментально і визначається за допомогою встановлених вимірювачів експлуатаційних властивостей.

Тому залежність елементів ефективності автомобіля від його конструкції може бути виражена через відповідні експлуатаційні якості.

В залежності від конкретної задачі, котру треба розв'язати, може бути виділена і більша кількість елементів конструкції автомобіля, що не має принципо-

вого значення. Кожен з виділених елементів конструкції автомобіля безпосередньо впливає на різні експлуатаційні фактори автомобіля і визначає кількісні значення їх вимірювачів.

Висновки. Взаємозв'язки між елементами конструкції автомобіля та вимірювачами його експлуатаційних якостей в більшості своїй вже достатньо вивчені, мають математичні вирази, в яких використовуються або конструктивні параметри, або параметри, які визначаються експериментально.

Кінцевими критеріями досконалості конструкції автомобіля є елементи, які характеризують ефективність його використання. Основним узагальнюючим критерієм є витрати на перевезення даним автомобілем.

Взаємозв'язки оціночних вимірювачів ефективності використання автомобілів з експлуатаційними властивостями також в більшості своїй уже вивчені. Однак деякі з цих взаємозв'язків ще не мають конкретно вираженого виду. Це не перешкоджає практичному застосуванню розглянутого системного зв'язку для оцінки досконалості конструкції автомобіля, а встановлення кількісних значень для кожного окремого елемента ефективності автомобіля або його експлуатаційної властивості має самостійне практичне значення.

Література

1. Вопросы развития автомобильных транспортных средств /Под ред. Д.П.Великанова - М.:Транспорт, 1978. – 208 с.
2. Рудзінський В.В. Методологічні принципи вибору параметрів конструкції дорожнього транспортного засобу, які найбільше відповідають умовам експлуатації.- Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2002. – Вип.5. – С.56.
3. Поляков В.М., Філіпова Г.А., Усиков А.М. Концепція випуску в Україні міського автобуса особливо великого класу //Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – К.: НТУ, ТАУ. – 2002. – Вип.. 15.

УДК 629.3:621.434

Ільченко А.В., Колодницька Р.В., Кур'ята В.П.

ВПЛИВ ДОБАВОК РОСЛИННИХ ОЛІЙ НА ВМІСТ САЖІ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ

Наведено теоретичне дослідження зміни викидів сажі при використанні моторних палив з добавками олій рослинного походження. Отримано коефіцієнт пропорційності між викидами сажі при використанні моторних палив з добавками ріпакової, бавовняної, пальмової, кукурудзяної, соєвої, соняшникової олій різних концентрацій відносно дизельного палива. Рис. 4, дж. 6.

За виразом Рікардо [1], завдяки використанню палива рослинного походження людство отримує можливість щоденно перетворювати в енергію руху енергію сонця, що поступає до нього, в той же час як, використовуючи мінеральні палива, воно вимушено витратити свої заощадження, які дуже обмежені. В умовах нестабільності та лихоманки ринку нафтопродуктів в Україні, дефіциту моторних палив нафтового походження в багатьох країнах світу, вченими ведеться активний пошук альтернативних моторних палив, в тому числі з добавками олій рослинного походження (ОРП).

За результатами останніх досліджень альтернативою дизельному паливу (ДП) можна вважати паливо з добавками ОРП [1-5]. В останні роки для використання добавок до палива дизельних двигунів найбільшу увагу приділяють

ріпакової олії (РО), яка має найбільш схожі до ДП властивості.

Виготовлення та використання двокомпонентних моторних палив поширюється в країнах європейського союзу (ЄС) і неминуче в нашій державі. Наприклад, тільки в 2004 році лише у Великобританії було створено умови для виготовлення моторного палива на основі РО (192 млн л на рік), так званого "бюдизеля" (під час хімічної реакції в ректифікаційних колонах олія змішується з метанолом у присутності каталізатора). Аналіз ситуації, що складається на ринку нафтопродуктів показує, що до 2010 року 5,75 % всього палива, спожитого в ЄС, складе альтернативне паливо. При цьому загальне ж споживання транспортом ДП в країнах ЄС ще в 1998 році склало більше 126,6 млн т, а потреба тільки в 2005 р., і лише в бюдизельному паливі, складе більше 2,53 млн. т. [3].

Крім РО, в якості добавки до ДП теоретично можливо використовувати різні ОРП: соняшникову (СО), кукурудзяну (КО), соєву (СО1), пальмову (ПО), бавовняну (БО) та ін. Однак, при цьому відбувається не тільки зміна показників витрати палива автомобіля [3, 5], але й зміна викидів токсичних компонентів у відпрацьованих газах (ВГ) двигуна, особливо таких, як сажа, яка при аналізі токсичності дизельного двигуна є важливою. Тому, при використанні моторних палив з ОРП необхідним стає обґрунтування зміни токсичних викидів сажі.

Інша з причин, яка свідчить за використання моторних палив з ОРП - екологічна ситуація. Так, аналіз шкідливого впливу відпрацьованих газів двигунів автомобілів на житлові масиви м. Києва показує, що 42,5% проб повітря не відповідають нормам. Проби відбиралися на 161 вулиці міста. Під час контролю перевищення гранично допустимих концентрацій для завислих речовин (пилу) становили 50% [4].

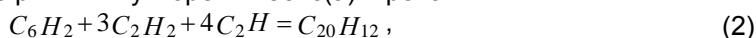
Механізм утворення сажі являє собою процес розкладання (піролізу) вуглеводнів у газової фази в умовах недостачі кисню:



Кінетика процесу утворення сажі значною мірою залежить від структури молекул вуглеводнів і числа атомів вуглецю в них. Найбільше утворення сажі спостерігається під час окислення ароматичних вуглеводнів. При відносно низьких температурах у ароматичних вуглеводнів переважають реакції полімеризації і конденсації, в результаті чого можуть легко утворюватися поліциклічні сполуки, що у відсутності кисня легко перетворюються у зародиши сажі. При цьому можуть також активно утворюватися канцерогенні вуглеводні, в тому числі – бенз(а)пирен. Канцерогенні речовини у значній мірі сорбуються на сажі і тому частинки сажі являють більшу небезпеку.

Можна стверджувати, що канцерогени, що поступають в атмосферу, є продуктами неповного згоряння органічних палив, тобто продуктами діяльності людини. Незважаючи на різноманітність канцерогенних речовин, що утворюються при згорянні палива, присутність їх в продуктах згоряння в повітрі оцінюється за наявністю бенз(а)пирена.

Стехіометричне рівняння утворення бенз(а)пирена:



де C_6H_2 – напіврадикал, що є зародком сажі;

C_2H_2 , C_2H – елементарні будівельні блоки.

Як правило бенз(а)пирен утворюється в локальних збагачених паливом зонах камери згоряння при відносно низьких температурах. Для зниження рівня утворення бенз(а)пирена та інших канцерогенних сполук (бенз(а)атрофен, бенз(х)пирен, бенз(х)атрофен тощо) необхідно здійснювати високоякісне розпилювання палива і повне його змішування з повітрям. Тому питання сумішоутворення з точки зору виділення канцерогенів має важливе значення.

Отже, використання палив з добавками ОРП потребує аналізу й

обґрунтування зміни токсичності ВГ, в тому числі й зміни вмісту сажі як адсорбенту канцерогенів.

Актуальною науковою задачею є удосконалення теоретичних основ нормування викидів сажі у ВГ двигуна автомобіля при використанні палив з ОРП.

Зміна викидів сажі повинна відбуватися внаслідок зміни густини палива, зміни його витрати двигуном автомобіля, збіднення паливо-повітряної суміші, що готує система живлення двигуна.

Метою даного дослідження є розробка моделей викидів сажі у ВГ двигуна автомобіля при використанні моторних палив з добавками ОРП.

Аналіз зміни викидів сажі. Зміна якості суміші, що готує система живлення двигуна, відбувається внаслідок різних теоретично необхідної кількості повітря для згоряння ДП і ОРП та густини [3]:

$$\alpha_{ДП+ОРП} = \alpha_{ДП} \frac{1}{1 - K \left(1 - \frac{\rho_{ОРП} L_{0ОРП}}{\rho_{ДП} L_{0ДП}} \right)}, \quad (3)$$

де $\alpha_{ДП}$ – коефіцієнт надміру повітря для ДП;
 K – об'ємна концентрація ОРП в ДП, $K=0-1$.

$\rho_{ОРП}$, $\rho_{ДП}$ – густина ОРП і ДП, кг/л;

$L_{0ОРП}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ОРП, кг повітря/кг ОРП;

$L_{0ДП}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ДП, кг повітря/кг ДП;

Викиди сажі для двигуна ЯМЗ-238Д, що працює на ДП, % [6]:

$$Xc_{ДП} = 0,053 + 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_{ДП} - 5 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha_{ДП}^2. \quad (4)$$

З урахуванням (3) для моторних палив з добавками ОРП, %:

$$Xc_{ДП+ОРП} = 0,053 + 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_{ДП+ОРП} - 5 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha_{ДП+ОРП}^2. \quad (5)$$

На основі (3) та (5) зміну викидів сажі можна представити у вигляді моделей (рис. 1-3) для різних ОРП та різних їх концентрацій.

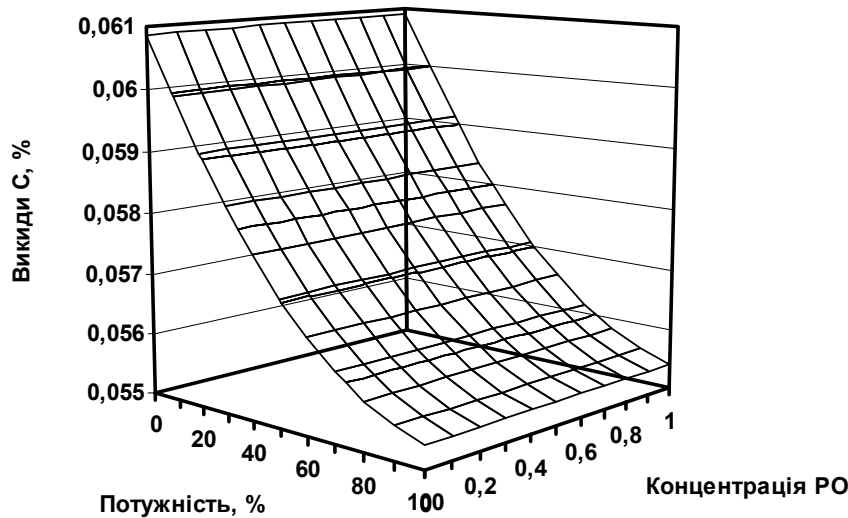


Рис. 1. Зміна викидів сажі при використанні моторного палива з добавками РО

При використанні СО, СО1, КО в якості добавок до ДП (рис. 2) викиди сажі незначно зростають у порівнянні з добавками РО. Це пояснюється ще більшим збідненням паливо-повітряної суміші, що готує система живлення двигуна.

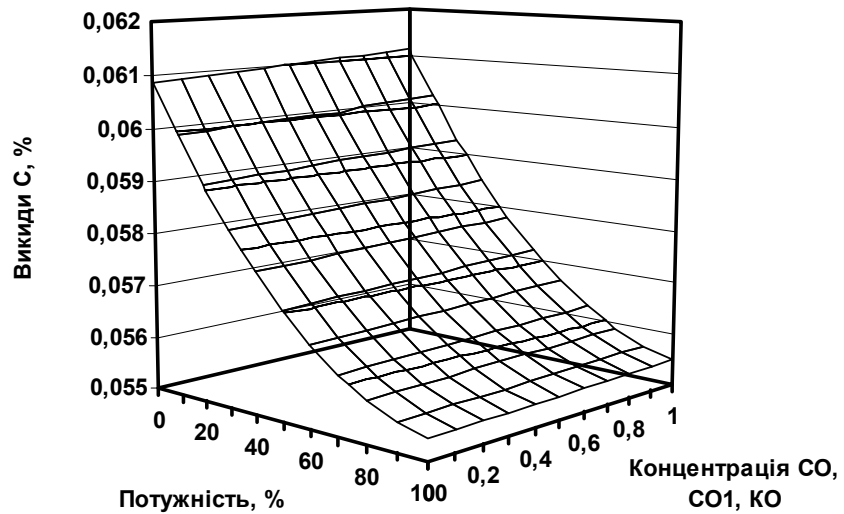


Рис. 2. Зміна викидів сажі при використанні моторного палива з добавками СО, СО1, КО

Аналіз показав, що викиди сажі у залежності від режимів роботи двигуна практично однакові для СО, СО1, КО, а також для ПО та БО (рис. 3). Це пояснюється невеликими розбіжностями $\alpha_{дп+орп}$ для вказаних груп олій.

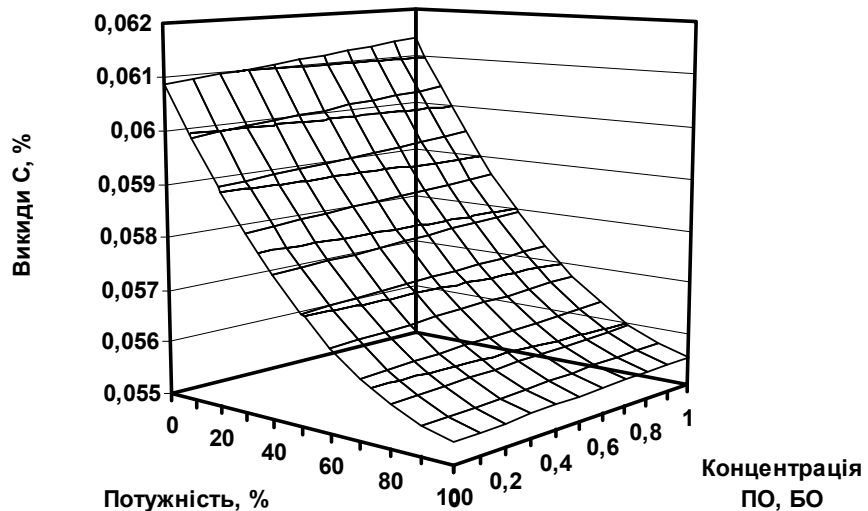


Рис. 3. Зміна викидів сажі при використанні моторного палива з добавками ПО та БО

Найбільш шкідливі з точки зору викидів сажі є БО та ПО, і особливо на режимах малих навантажень двигуна тому, що їх використання пов'язане зі значним збідненням паливо-повітряної суміші.

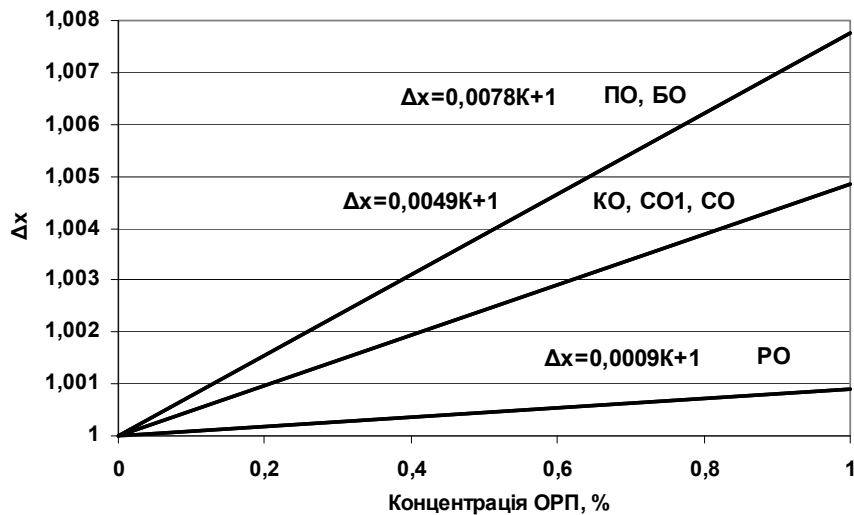


Рис. 4. Коефіцієнт зміни викидів сажі для ОРП різних концентрацій

Нормування викидів сажі при використанні добавок ОРП до ДП можна проводити за допомогою коефіцієнта зміни викидів, що отриманий на основі моделей зміни викидів сажі:

$$X_{c_{ДП+ОРП}} = \Delta_x \cdot X_{c_{ДП}}, \% \quad (6)$$

де Δ_x – коефіцієнт зміни викидів сажі для ОРП (рис. 4).

Однак, розроблені моделі є першим наближенням до вивчення впливу добавок рослинних олій на вміст сажі у ВГ двигуна автомобіля тому, що враховують лише збіднення паливо-повітряної суміші, що готує система живлення двигуна.

Висновки: 1. Отримано коефіцієнт пропорційності між викидами сажі при використанні моторних палив з добавками ріпакової, бавовняної, пальмової, кукурудзяної, соївої, соняшникової олій різних концентрацій, який враховує збіднення паливо-повітряної суміші, що готує система живлення двигуна.

2. При використанні вказаних олій в якості добавок до дизельного палива найкращою є ріпакова олія тому, що зі збільшенням її концентрації в паливі відбувається незначний приріст викидів сажі. Бавовняна та пальмова олії сприяють збільшенню викидів сажі максимально на 0,8 %.

Література

1. Ricardo H.R., Engineering, 110, 325 and 361, 1920.
2. Широкомасштабные эксперименты по введению рапсового масла в дизельное топливо // Автомобильная промышленность США. – 1997. – № 3. – С. 5-8.
3. Ільченко А.В., Кур'ята В.П. Удосконалення математичної моделі витрати палива автомобіля урахуванням збіднення паливо-повітряної суміші (на прикладі моторних палив з добавками олій рослинного походження) // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2005. – № 1 (32). – С.15-19.
4. Орлов В.В. Основні екологічні проблеми в країнах ЄС // Автошляховик України. – № 4. – 2003. – С. 20-21.
5. Ільченко А.В., Колодницька Р.В., Кур'ята В.П. Експериментальні дослідження зміни витрат моторних палив з добавками ріпакової олії // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Выпуск 16 – Харьков: 2005. - С. 267-269.
6. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). // Изд. 2-е, перераб. и дополн. - Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. - 468 с.

Турушин В.А., Пронин М.А.

ТЯГОВАЯ СИЛА КОНВЕЙЕРОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ С НАКЛОННЫМИ ПИТАЮЩИМИ КАНАЛАМИ

На основании теории струй установлена связь между величиной тяговой силы и геометрическими характеристиками несущей системы неприводного конвейера на воздушной подушке с наклонными питающими каналами. Рис. 3, ист.2.

Приоритетным направлением в дальнейшем развитии конвейерного транспорта является использование ресурсосберегающих технологий, т.е. совершенствование уже существующих, а также разработка и внедрение качественно новых типов транспортирующих машин, обладающих высокой производительностью при малой материалоемкости и низких затратах на единицу перерабатываемой продукции.

Неприводные конвейеры на воздушной подушке с наклонными питающими каналами состоят из ресивера 1 и соплового устройства 2, которое представляет собой совокупность дискретных, равномерно распределенных по площади цилиндрических отверстий 3, выполненных под углом к вертикали (рис.1). Функцию грузонесущего элемента выполняет либо непосредственно опорная поверхность перемещаемого груза, либо специальный поддон 4. Иногда нижняя часть поддона имеет куполообразную форму и вместе с поверхностью соплового устройства образует камеру 5, создающую более благоприятные условия для возникновения воздушной подушки. Для предотвращения отклонения транспортируемого груза от заданной траектории несущую систему снабжают направляющими бортами 6.

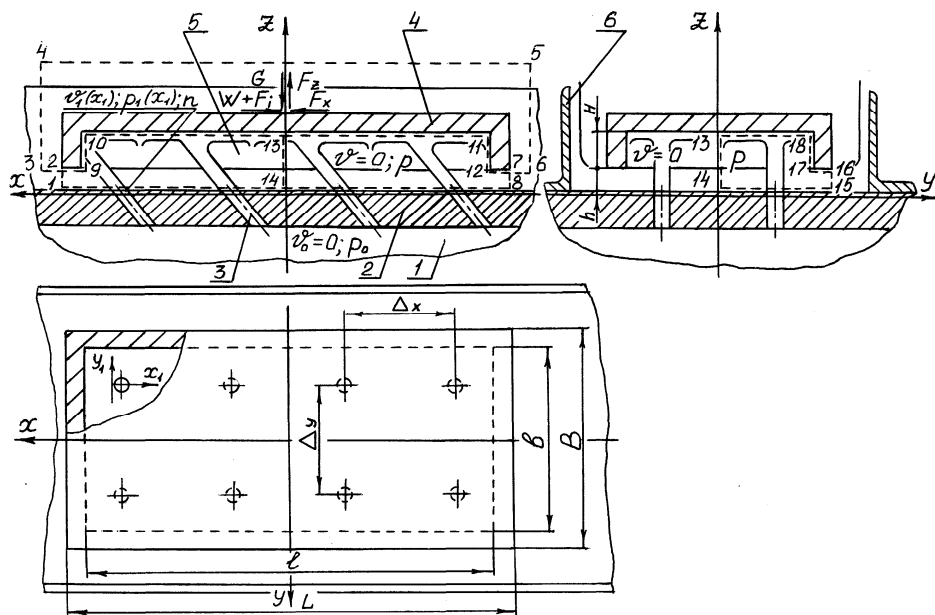


Рис. 1. Схема неприводного конвейера на воздушной подушке с наклонными питающими каналами

Воздух, нагнетаемый в ресивер, равномерно раздается к питающим кана-

лам, вытекая из них в виде наклонных струй. После взаимодействия с грузонесущим элементом струи растекаются в продольном направлении и, свертываясь в вихри, расходятся в поперечном направлении. Отработанный воздух отводится из под груза через щель, образованную наружными кромками грузонесущего элемента и сопловым устройством. В рабочем пространстве, ограниченном днищем поддона (опорной поверхностью груза) и поверхностью сопла, возникает повышенное давление – воздушная подушка. Это давление в совокупности с динамическим действием струй и реактивным действием потоков отработанного воздуха приводит к образованию подъемной силы, поддерживающей грузонесущий элемент[1]. Тяговая сила, возникающая ввиду наклонного расположения питающих каналов, определяется динамическим действием струй и реакцией потоков отработанного воздуха.

Установим связь между величиной тяговой силы несущей системы и ее геометрическими параметрами, приняв следующие допущения:

- воздух является идеальной несжимаемой и невязкой жидкостью; местные потери давления при входе в канал и потери трения потока о стенки последнего отсутствуют;
- истечение воздуха из рабочего пространства происходит аналогично истечению жидкости из резервуара весьма большого объема; скорость движения воздуха в рабочем пространстве близка к нулю; давление распределено равномерно;
- потоки отработанного воздуха строго горизонтальны;
- в выходном отверстии питающего канала имеет место симметричное относительно меридианной плоскости последнее поле скоростей:

$$V_1(x_1) = V_1 \times \exp \left[-\frac{x_1}{H+h} (1 + \sin \varphi) \cos \varphi \right] \text{ при } 0 < x_1 < \frac{d}{2 \cos \varphi}; \quad (1)$$

и

$$V_1(x_1) = V_1 \times \exp \left[-\frac{\left(\frac{d}{\cos \varphi} - x_1 \right)}{H+h} (1 + \sin \varphi) \cos \varphi \right] \text{ при } \frac{d}{2 \cos \varphi} < x_1 < \frac{d}{\cos \varphi}; \quad (2)$$

которому соответствует поле давлений:

$$p(x_1) = p + \frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \exp \left[-\frac{2x_1}{H+h} (1 + \sin \varphi) \cos \varphi \right] \right) \text{ при } 0 < x_1 < \frac{d}{2 \cos \varphi}; \quad (3)$$

и

$$p(x_1) = p + \frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \exp \left[-\frac{2 \left(\frac{d}{\cos \varphi} - x_1 \right)}{H+h} (1 + \sin \varphi) \cos \varphi \right] \right) \text{ при } \frac{d}{2 \cos \varphi} < x_1 < \frac{d}{\cos \varphi}; \quad (4)$$

где V_1 – скорость воздуха в канале;

x_1 – текущая координата (рис.2);

h – величина воздушного зазора между опорной поверхностью грузонесущего элемента и поверхностью соплового устройства;

φ – угол наклона питающего канала;

p – избыточное давление в рабочем пространстве;

ρ – плотность воздуха.

Величину тяговой силы F_x определим исходя из уравнения количества движения, составленного для контрольного контура 1-2-9-10-11-12-7-8-1 (рис.1). С учетом принятых допущений в проекции на ось x имеем:

$$F_x = \iint_{S_{1xy}} \rho V_1(x_1) V_1(x_1) \cos \varphi dx_1 dy_1 \times \sin \varphi \times n. \quad (5)$$

где S_{1xy} - площадь горизонтального среза питающего канала (рис.2);

n - число питающих каналов, расположенных под грузом.

С учетом выражений (1) - (4) входящий в уравнение (5) интеграл равен:

$$\iint_{S_{1xy}} \rho V_1(x_1) V_1(x_1) \cos \varphi dx_1 dy_1 = \alpha_1^2 \rho V_1^2 S_1, \quad (6)$$

где $\alpha_1 = \exp\left[-\frac{d}{2(H+h)}(1+\sin\varphi)\right] \times \left[1 + \frac{2d}{3\pi(H+h)}(1+\sin\varphi) + \frac{d^2}{32(H+h)^2}(1+\sin\varphi)^2\right];$

S_1 - площадь поперечного сечения питающего канала.

Здесь α_1 - коэффициент расхода питающего канала.

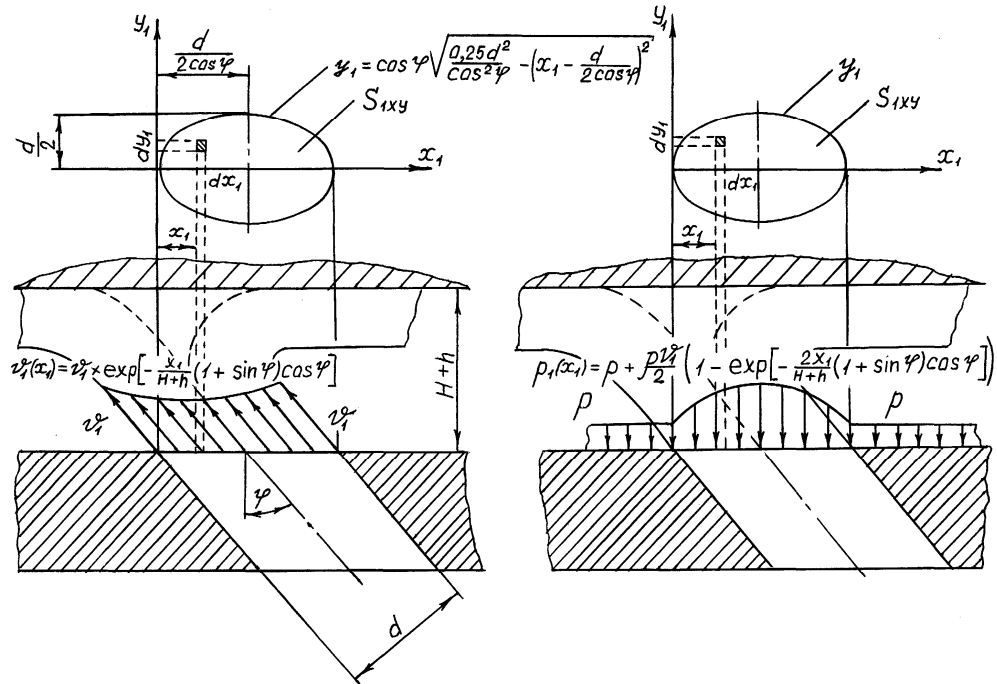


Рис.2. К определению аэродинамических характеристик несущей системы.

В общем случае можно записать:

$$F_x = c_x p_o S, \quad (7)$$

где c_x - коэффициент тяговой силы;

p_o - полное давление, необходимое для создания струи (давление воздуха в ресивере);

S - площадь камеры.

Откуда

$$c_x = \frac{F_x}{p_o S}. \quad (8)$$

Согласно уравнению Бернулли

$$p_o = p + \frac{\rho V_1^2}{2}, \quad (9)$$

где p – давление в рабочем пространстве.

Давление воздуха в рабочем пространстве p можно оценить, воспользовавшись теоремой Эйлера для контрольного контура 13-14-15-16-17-18-13 (рис.1). В проекции на ось y имеем:

$$\rho V_2^2 l h = p l h, \quad (10)$$

где V_2 – скорость воздуха в выходной щели;
 l – длина камеры.

Разделив обе части уравнения на величину $l h$, получим

$$p = \rho V_2^2. \quad (11)$$

Объемный расход воздуха в системе Q определяется равенством:

$$Q = V_1 S_1 n = V_2 S_2, \quad (12)$$

где S_2 – площадь выходной щели;
откуда следует, что

$$V_2 = V_1 \frac{S_1 n}{S_2} \quad (13)$$

или, обозначив $\frac{S_2}{S_1 n} = \overline{S_2}$,

$$V_2 = \frac{V_1}{\overline{S_2}}, \quad (14)$$

где $\overline{S_2}$ – относительная площадь выходной щели.

Пользуясь соотношением (14) из выражения (11) получим:

$$p = \rho \frac{V_1^2}{\overline{S_2}^2}, \quad (15)$$

откуда, используя выражение (9),

$$p_o = \left[\frac{2 + \overline{S_2}^{-2}}{2 \overline{S_2}^2} \right] \rho V_1^2. \quad (16)$$

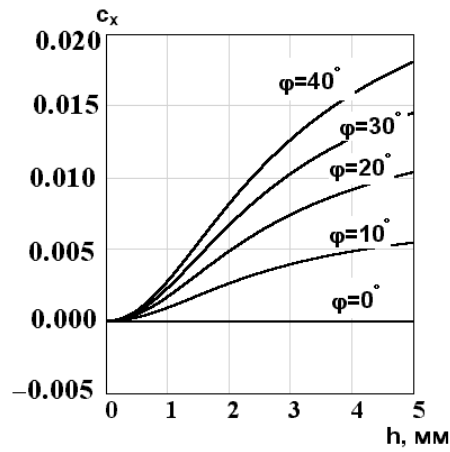
Подставив формулы (5), (6) и (16) в уравнение (8) и обозначив $\frac{S_1 n}{S} = \overline{S_1}$, после преобразований имеем:

$$c_x = \frac{2 \alpha_1^2 \overline{S_1} \overline{S_2}^2 \sin \varphi}{2 + \overline{S_2}^2}. \quad (17)$$

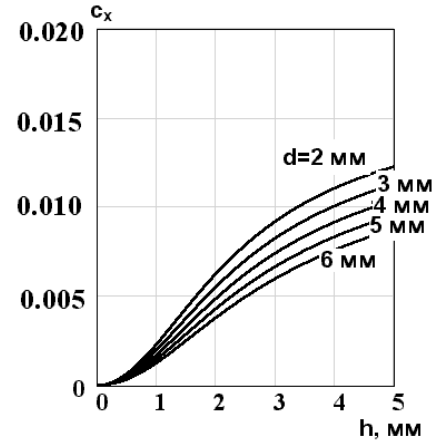
где $\overline{S_1}$ – относительная площадь соплового устройства.

Зависимость величины коэффициента тяговой силы c_x от различных конструктивных параметров несущей системы представлена на рис.3 ($b \times l = 200 \times 300$ мм). Эта зависимость построена по формуле (17) с учетом того, что

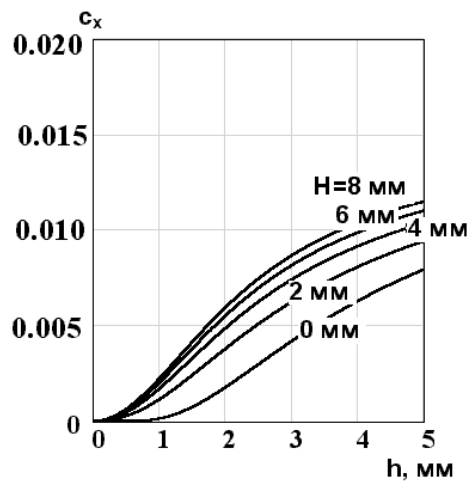
$$\overline{S_2} = \frac{2(b+l)h}{\overline{S_1} b l}.$$



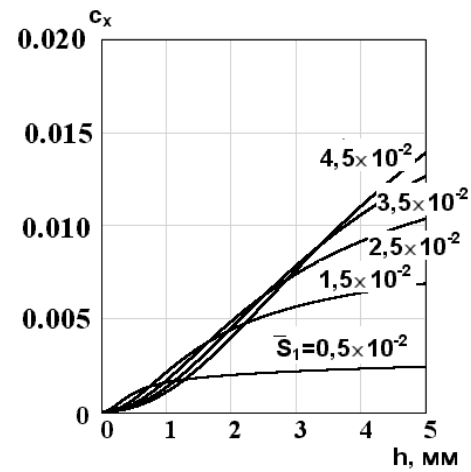
а



б



в



г

Рис.3. Зависимость коэффициента тяговой силы для несущих систем различной конфигурации:

а-при $H=4\text{ мм}$; $d=4\text{ мм}$; $\bar{S}_1=2,5 \times 10^{-2}$; б-при $H=4\text{ мм}$; $\varphi=20^\circ$; $\bar{S}_1=2,5 \times 10^{-2}$;
в-при ; $\varphi=20^\circ$; $d=4\text{ мм}$; $\bar{S}_1=2,5 \times 10^{-2}$; г-при $H=4\text{ мм}$; $\varphi=20^\circ$; $d=4\text{ мм}$

Приведенные выше формулы позволяют:

- установить степень влияния того или иного геометрического параметра на величину тяговой силы;
- выбрать оптимальные размеры соплового устройства.

Литература

1. Ханжонков В.И. Аэродинамика аппаратов на воздушной подушке. – М.: Машиностроение, 1972. – 329 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 848 с.

Литвиненко В.П., Романенко Н.В.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ НАГРУЗОК НА АВТОМОБИЛЬНУЮ ДОРОГУ

Изложена методика определения нагрузок на оси автомобиля по заданным техническим характеристикам, а также условиям работы и свойствам грузов. Рис. 3, табл. 1, ист. 2.

Все актуальнее в современных условиях становится вопрос соблюдения нагрузок на оси подвижного состава. Во многом это предопределяется относительно жесткими нормативами, сложившимися в международной практике эксплуатации автомобильного транспорта, а также ограничениями, введенными в отечественные Правила дорожного движения. Причем, в контексте требований Правил, эти ограничения выглядят жестче.

Обращает на себя внимание тот факт, что в преобладающем большинстве случаев специалистами видится решение проблемы определения нагрузок от оси автомобиля на поверхность дороги в использовании технических методов, и не учитываются организационно-управленческие методы. При этом оспаривается совершенство конструкции весовых устройств и целесообразность взвешивания нагрузок на оси с позиций учета воздействия груза на безопасность движения транспорта, за счет неравномерного размещения его в кузове автомобиля. Предлагается осуществить взвешивание не по осям, а по каждому колесу. Рассматриваются решения аналогичного плана.

Обобщая информацию по использованию весовых устройств, заметим, что достижение равнозначных результатов взвешивания осевых нагрузок, в принципе, невозможно, т.к. эти результаты связаны, во-первых, с ошибочно положенным в основу методом измерения, и, во-вторых, зависят от многих, трудно учитываемых конструктивно-технологических факторов (место расположения, соблюдение условий позиционирования транспортных средств на весовом устройстве). В сущности, когда определяют нагрузку от оси автомобиля на поверхность дороги, осуществляют взвешивание части единой жесткой конструктивной системы, что представляется некорректным действием.

Очевидно, что относительно точные результаты даст взвешивание всего автомобиля, его полной массы. Однако в этом случае не представляется возможным получить результат нагрузки от оси автомобиля прямым методом измерения.

Отмеченные обстоятельства приводят к неопределенности в действиях, как со стороны контролирующих органов, так и, что более важно, со стороны перевозчика. Контролирующие органы, по вполне понятным причинам, находятся в более выгодном положении. Имея результаты взвешивания, они принимают решение о мере ответственности за нарушение Правил перевозки грузов. Однако этого не скажешь о перевозчиках.

В создавшейся ситуации перевозчик оказывается в своеобразном информационном вакууме. Его обескураживают как проблемы методов взвешивания, так и, собственно, вопросы соблюдения условий размещения груза в кузове автомобиля, равно как и организации перевозок грузов.

Неопределенность позиций перевозчика связана, по меньшей мере, с двумя обстоятельствами:

1. Несовершенством методов определения нагрузок на ось;
2. Незнанием особенностей расположения груза в кузове автомобиля,

с учетом распределения его массы по осям автомобиля.

Будучи не информированным об особенностях размещения груза в кузове автомобиля, с учетом требований по распределению нагрузок на оси, перевозчик располагает его из условий обеспечения безопасности перевозки и соблюдения нормируемой грузопместимости. При этом самая высокая степень прилегания и дисциплинированности не обеспечивают соблюдение рассматриваемых требований.

В целях изучения проблемы, нами рассматривались условия возможного соблюдения требований, предъявляемых к нагрузкам на оси. При этом было сделано допущение о необходимости использования полного объема кузова, что является желаемым для перевозчика условием. В дальнейшем производился расчет плотности груза (ρ), перевозка которого допустима на автомобиле без отклонений от требуемых норм (см. табл.1).

Таблица 1
Расчет удельной массы грузов, обеспечивающих коэффициент использования объема кузова автомобиля $\alpha=1$

Марка авт	Класси- фическая нагрузка, т/м	$R_{a,T}$	$R_{b,T}$	$R_{a,T}$	$R_{b,T}$	$G_{a,T}$	$G_{b,T}$	l_1, M	$l_{гр}, M$	$l_1-l_{гр}, M$	Размеры кузова, м			k_1	k_2	k_1/k_2	Плот- ность ρ , т/м ³
											шири- на, а	длина, b	высота, h				
ГАЗ-3307	3,7	1,435	1,765	1,185	5,975	3,2	7,85	2,041	2,82	0,775	2,38	3,74	0,61	4,116	2,982	1,38	0,5553
ЗИЛ-431510	4,5	2,14	2,41	2,845	7,93	4,55	10,775	2,384	3,31	0,928	2,5	4,686	0,575	5,517	3,97	1,389	0,6487
ЗИЛ-433100	4,5	3	2,5	3,725	8	5,5	11,725	2,045	3,07	1,025	2,5	4,692	0,575	5,565	3,708	1,501	0,9082
ЗИЛ-133ГЯ	5,31	3,29	4,32	4,46	13,375	7,61	17,835	3,014	3,98	0,968	2,5	6,1	0,926	5,778	4,373	1,321	0,4658
МАЗ-53371	3,95	4,09	3,06	6	10	7,15	16	1,69	2,47	0,778	2,5	4,965	0,685	5,839	3,999	1,46	1,0889
МАЗ-53363	4,9	4,72	3,23	10	20	7,95	30	1,991	3,27	1,276	2,5	6,1	2,6	3,077	1,875	1,641	0,6036
КамАЗ-5320	3,85	3,32	3,76	4,375	10,93	7,08	15,305	2,045	2,75	0,705	2,5	5,2	2	2,186	1,626	1,345	0,2741
КамАЗ-53212	4,35	3,525	4,475	4,29	13,935	8	18,225	2,433	3,33	0,893	2,5	6,1	2,75	2,027	1,483	1,367	0,2236
КамАЗ-5325	4,65	4,25	3,54	6	13	7,79	19	2,113	3,18	1,068	2,5	6,1	2,6	2,08	1,381	1,506	0,3306
ГАЗ-66-11	3,3	2,125	1,315	2,715	3,055	3,44	5,77	1,261	1,75	0,486	2,05	3,313	1,41	1,057	0,763	1,385	0,2329
ЗИЛ-157КД	4,225	2,19	2,86	2,47	5,73	5,05	8,2	2,393	2,95	0,56	2,315	5,2	1,527	1,621	1,314	1,234	0,1284
ЗИЛ-131Н	3,975	2,75	3,385	3,06	7,125	6,135	10,185	2,193	2,78	0,588	2,5	3,6	1,54	1,851	1,46	1,268	0,1783
УРАЛ-4320-01	4,225	4,015	4,01	4,36	8,965	8,025	13,325	2,111	2,84	0,731	2,5	4,5	1,505	2,383	1,77	1,346	0,2904
УРАЛ-43202-01	4,225	3,835	4,285	4,345	10,83	8,12	15,175	2,23	3,02	0,786	2,5	4,5	0,715	6,059	4,48	1,352	0,7081
КамАЗ-43101	4	4,315	4,43	5,02	10,185	8,745	15,205	2,026	2,68	0,653	2,5	4,4	1,665	2,447	1,85	1,322	0,2943
КамАЗ-43106	4	4,28	3,95	5,235	10,4	8,23	15,635	1,92	2,66	0,741	2,5	4,4	1,995	2,085	1,505	1,386	0,3024
КрАЗ-255Б1	5,3	4,92	6,25	5,19	14,225	11,17	19,415	2,966	3,88	0,918	2,75	4,2	1,575	3,284	2,508	1,309	0,2617
КрАЗ-260	5,3	5,74	6,01	6,32	15,155	11,75	21,475	2,711	3,74	1,029	2,722	5	1,665	3,364	2,438	1,38	0,3415

Для группы из 185 автомобилей зарубежного производства значения (ρ) находятся в пределах $(0,6 \div 0,8) \text{ т/м}^3$. Кроме этого, производился расчет координаты центра тяжести порожнего (l_1) и груженого ($l_{гр}$) автомобиля, относительно передней оси, а также разность между этими значениями ($l_1-l_{гр}$). Было обращено внимание на то обстоятельство, что даже при условии равномерного расположения груза в кузове автомобиля наблюдается смещение центра тяжести груза $\Delta(l_1)$ на величину, равную $(0,5 \div 3,0)$ м. Таким образом, был сделан вывод о том, что соблюдение требований по распределению нагрузок не предусмотрено в конструкции автомобилей, и, в частности, в их компоновочных схемах расположения кузова (кабины) относительно центра тяжести. Именно центр тяжести автомобиля оказывается своеобразной точкой отсчета, относи-

тельно которой можно производить расчеты по распределению нагрузок между осями. Так же, как впрочем, и осуществлять оценку точности результатов взвешивания нагрузок на оси.

В дальнейшем, рассматривалась зависимость грузоподъемности (P) автомобилей от расстояния между осями автомобиля (L)-базы автомобиля (см. рис.1).

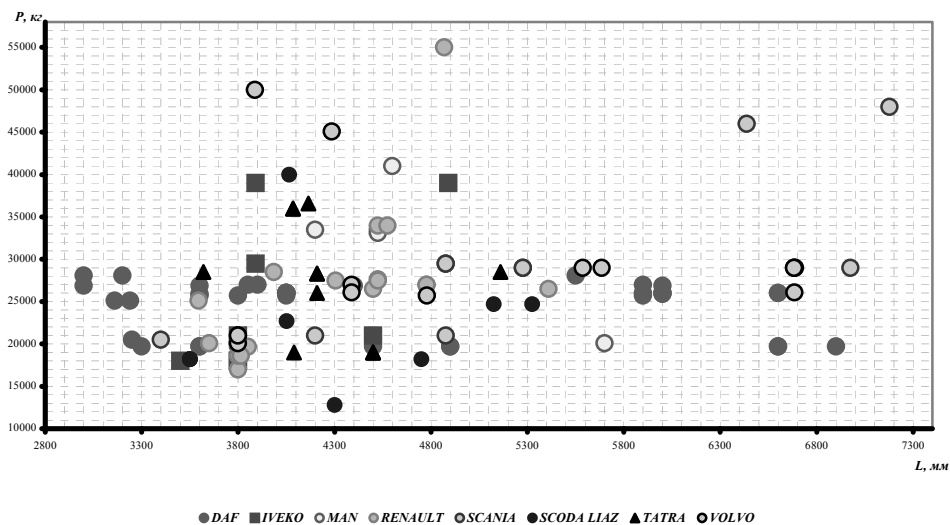


Рис. 1. Зависимость грузоподъемности автомобилей от колесной базы

Здесь какой-либо четкой закономерности изменения грузоподъемности от значений базы автомобиля не наблюдается. Поэтому, рассматривалась зависимость изменения координаты груженого автомобиля ($l_{гр}$) от его базы (L) (см. рис.2).

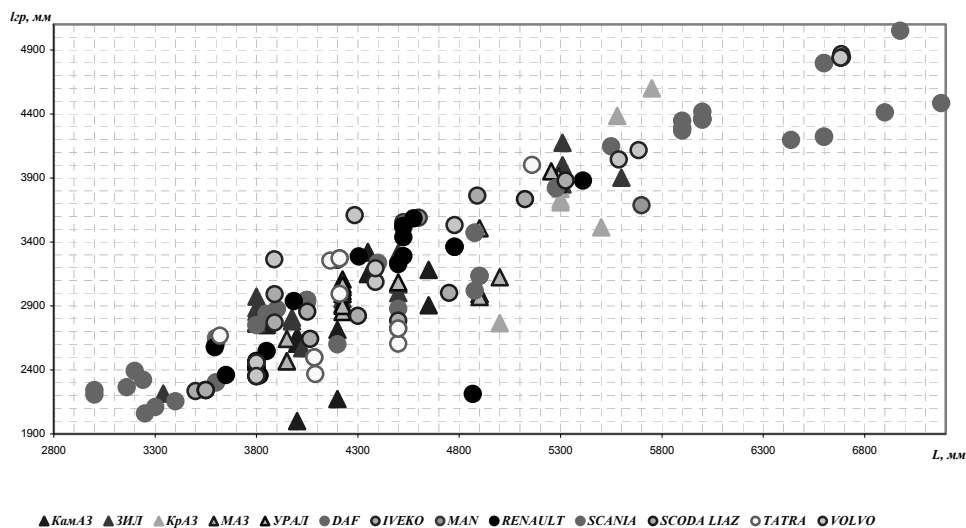


Рис. 2. Зависимость координаты центра тяжести $l_{гр}$ груженых автомобилей от колесной базы

На рис. 2 четко прослеживается линейная зависимость между значения-

ми, что свидетельствует о существовании методических возможностей в разработке расчетно-практических методов определения нагрузок на оси транспорта.

Содержание такой методики сводится к определению пространственной координаты центра тяжести груза относительно центра тяжести автомобиля. Таким образом, удастся учесть совокупность требований к распределению нагрузок между осями и устойчивостью автомобиля.

Расчет этих координат выполняется относительно просто. Для этого достаточно рассмотреть схему нагрузок, действующих на автомобиль (см. рис.3).

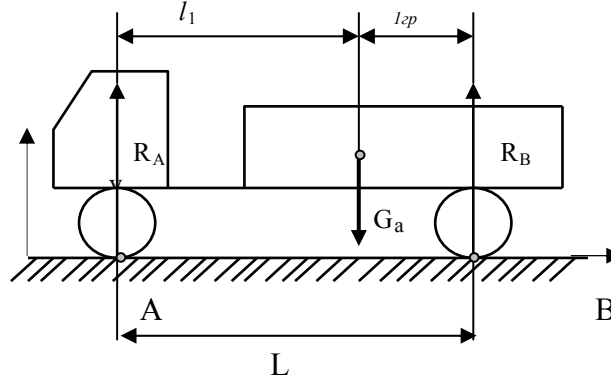


Рис. 3. Расчетная схема для автомобиля

Согласно этой схеме, допустимое количество груза, которое может подлежать перевозке из условия соблюдения нагрузок на оси, равно:

$$P = \frac{R_b \cdot L - G_a \cdot l_1}{l_1 \pm x}; \quad (1)$$

или координата центра тяжести груза должна находиться в пределах

$$|X| = \frac{R_b \cdot L - (G_a + P) \cdot l_1}{P} - l_1. \quad (2)$$

Обратим внимание, что в выражении (2) $(G_a + P)$ является полной массой автомобиля, т.е. может быть получено по результатам прямого взвешивания. Значение R_b допустимой нагрузки на переднюю ось нормируется и приводится в технической характеристике автомобиля либо может быть принято по данным, приведенным в Правилах и директивах ЕЭС с учетом типажа подвижного состава, используемых шин (их профиля) и т.п. требований. Центр тяжести автомобиля (l_1) рассчитывается исходя из данных его технической характеристики, а именно нагрузки на переднюю ось автомобиля в порожнем состоянии R_b , базы (L), и собственного веса G_a . Таким образом, $l_1 = \frac{R_b}{G_a} \cdot L$.

Учитывая, что количество перевозимого груза находится в зависимости от объема кузова (V) и плотности груза (ρ) обозначив, соответственно, через a , b , h размеры по ширине, длине и высоте, и подставив их значения в выражение (2) получим:

$$|X| = \frac{R_b \cdot L - G_a \cdot l_1}{\rho \cdot b \cdot a \cdot h} - l_1 \quad (3)$$

Обратим внимание, что в выражениях (2) и (3) могут быть выделены конструктивные показатели (коэффициенты), характеризующие степень приспособ-

ленности конкретной конструкции подвижного состава к перевозке определенных грузов. В частности, в выражении (2) такой коэффициент равен:

$$K_1 = \frac{R_b \cdot L - (G_a + P) \cdot l_1}{P} \quad (4)$$

а в выражении (3):

$$K_2 = \frac{R_b \cdot L - G_a \cdot l_1}{b \cdot a \cdot h} \quad (5)$$

С учетом выделенных коэффициентов расчет и отклонения от центра тяжести упрощается. По выражению (2) это отклонение составит:

$$|X| = K_1 \cdot l_1 \quad (6)$$

и по выражению (3)

$$|X| = \frac{K_2}{\rho} \cdot l_1 \quad (7)$$

Приведенные рассуждения позволяют сделать некоторые выводы и обобщения.

Во-первых, в технической части проблемы:

1. Относительно точные результаты распределения нагрузок между осями могут быть получены на основании данных о полной массе автомобиля, которые определяются прямым взвешиванием. Об этом свидетельствуют выражения (2) и (6).

2. Определение нагрузок на оси прямым взвешиванием представляется некорректным, поскольку точность полученных результатов находится в зависимости от многих факторов, в том числе от конструктивных особенностей автомобиля, состояния подвески, типа используемых шин, базы автомобиля и тому подобных обстоятельств.

Фактом, подтверждающим влияние конструкции автомобиля на результаты взвешивания, являются директивы ЕС, где прослеживается отмечаемая связь.

По меньшей мере, использование весовых устройств на каждую отдельно взятую ось требуют трудоемких дополнительных исследований, которые, однако, не обеспечат желаемую точность измерения.

Во-вторых, в организационно-технологической части проблемы:

1. Технологическое обеспечение погрузки и размещения груза в кузове автомобиля должно предусматривать учет его габарита и плотности, а также расположение относительно центра тяжести автомобиля. Об этом свидетельствуют выражения (3) и (7).

2. Организационно, отправка каждого груза должна быть обоснована и рассчитана на предмет его расположения в кузове автомобиля относительно центра тяжести. Такую работу может выполнять предприятие, укомплектованное требуемыми специалистами и технически обеспеченное. Консалтинг такого типа окажется полезным для перевозчика, поскольку ответственность за соблюдение рассматриваемых норм должно принимать на себя также предприятие. Оно должно выдавать перевозчику схемы по размещению груза в кузове автомобиля, соблюдение которых обязательно. Сами же схемы должны быть неотъемлемой частью товаросопроводительных документов.

3. Учет выражений (1)-(7) по мере накопления фактического материала и на основании результатов обследований может обеспечить возможность определения нагрузок на оси «безвесовым» методом. Для этого потребуются компьютерные программы, очевидность возможной разработки которых следует из приведенных рассуждений.

4. Учитывая, что в основу расчетов по распределению нагрузок между ося-

ми автомобиля лежит полная масса, достигается возможность использования электронно-весовых комплексов.

В-третьих, в управленческой части проблемы:

1. Предлагаемая методика обеспечивает возможность разработки механизма взаимоотношений между грузоотправителями и грузополучателями уже на стадии заключения соглашений о предстоящих перевозках. Таким образом, удается конкретизировать обоюдные требования каждой стороны на основании единых методик.

В заключении отметим, что решение данной проблемы требует более глубоких исследований. Однако, научный потенциал отечественных автомобилистов достаточно высок, а соответствующие организационные действия позволяют привлечь к выполнению такой работы ведущих специалистов в рассматриваемой области.

Литература

1. Краткий автомобильный справочник. М.: Транспорт, 1994. 650 с.
2. Автомобили мира. Справочник. М.: Транспорт, 2000-2004.

УДК 65.012

Банько А.И.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ

В статье проведен анализ методов исследования системы доставки строительных грузов для различных уровней исследования. Приведен пример применения метода исследования проблемных ситуаций и применения экспертных оценок для определения причин, влияющих на проблему. Рис. 1, ист. 3.

Система доставки строительных грузов включает в себя различные виды транспортных операций, различный по типу подвижной состав, зависящие от характера груза погрузочно-разгрузочные механизмы, а также определенные функциональными особенностями строительных объектов материальные потоки. В работах, посвященных исследованию систем транспортировки строительных грузов можно определить несколько направлений исследований. Например, в работах Вельможина А.В. предлагается системный подход к исследованию автомобильных перевозок строительных грузов. При данном подходе рассматриваются подсистемы перевозочного процесса как системы массового обслуживания, определяются основные параметры распределения случайных величин в каждой подсистеме. Однако взаимодействие этих подсистем, которое существенно влияет на весь процесс транспортного обслуживания строительных объектов с учетом специфики объекта и характера грузов, остается предметом исследования. Вопросы организации движения транспортных средств при доставке строительных грузов были исследованы учеными Барановским А. Г., Бабаевым Е.А., Никитиным Н.А. Специфика этих работ обусловлена детерминированным характером плановой экономики того периода, что позволяло при моделировании процессов применять в основном детерминированные модели. Для исследования системы доставки строительных грузов в настоящее время требуются новые методы и подходы, которые позволяли бы учитывать нестабильность и вероятностный характер, присущие деятельности как строительных, так и транспортных организаций в период переходной экономики. Определенные особенности системы доставки строительных грузов для современного уровня

развития производства обусловлены также тем, что с исчезновением крупных государственных автотранспортных предприятий и возникновением более мелких различной формы собственности изменился характер производственных связей. Это значительно затрудняет взаимодействие транспорта и строительных объектов с одной стороны, делает эти производственные отношения более мобильными и подверженным случайным факторам. Кроме того, парк транспортных средств, доставшийся «в наследство» автопредприятиям после приватизации, достаточно изношен, а приобретение новых транспортных средств должно быть, кроме того, что возможно, но еще и обоснованно. Чтобы своевременно и ритмично доставлять грузы на строительные объекты новым хозяйственникам приходится учитывать возможные простои техники из-за ремонта, модернизации и переоснащения. Решение задач управления обслуживанием и ремонтом автомобилей представлены в работах Лукинского В.С., Бережного В.И., Бережной Е.В., Цвиринько И.А. и других авторов. Однако неисследованным остается вопрос влияния периодичности и количества незапланированных ремонтов на процесс транспортного обслуживания при осуществлении перевозок, обеспечивающих строительные объекты.

Таким образом, основной задачей исследования системы доставки строительных грузов является исследование ее с позиций системного анализа с рассмотрением всех составляющих подсистем, их взаимосвязи, влияния различных внешних и внутренних факторов, имеющих как детерминированный, так и вероятностный характер.

На разных уровнях рассмотрения системы доставки целесообразно применять различные методы исследования систем. Однако основным является системный подход, основными принципами которого являются:

- принцип максимума эффективности функционирующей системы;
- принцип субоптимизации согласования локальных критериев между собой и с общим глобальным критерием функционирования системы;
- принцип декомпозиции, осуществляемый с учетом требования максимума эффективности. В результате декомпозиции может быть получена некоторая многоуровневая структура системы или процесса ее исследования.

Системный подход к исследованию объекта на определенном уровне абстракции позволяет решать вполне определенный, ограниченный круг задач, а для расширения (сужения) класса решаемых задач необходимо проводить исследование уже на другом уровне и соответствующими методами.

Эффективность исследования систем во многом определяется выбранными и использованными методами исследования.

Методы исследования представляют собой способы, приемы проведения исследований. Их грамотное применение способствует получению достоверных и полных результатов исследования возникших в организации проблем. Выбор методов исследования, интеграция различных методов при проведении исследования определяется знаниями, опытом и интуицией специалистов, проводящих исследование.

Всю совокупность методов исследования можно разбить на три большие группы: методы, основанные на использовании знаний и интуиции специалистов; методы формализованного представления систем (методы формального моделирования исследуемых процессов) и комплексированные методы.

Первая группа - методы, основанные на выявлении и обобщении мнений опытных специалистов-экспертов, использовании их опыта и нетрадиционных подходов к анализу деятельности организации включают: метод «мозговой атаки», метод типа «сценариев», метод экспертных оценок (включая SWOT-анализ),

метод типа «Дельфи», методы типа «дерева целей», «деловой игры», морфологические методы и ряд других методов.

Вторая группа - методы формализованного представления систем, основанные на использовании математических, экономико-математических методов и моделей исследования систем управления. Среди них можно выделить следующие классы:

аналитические (включают методы классической математики - интегральное исчисление, дифференциальное исчисление, методы поиска экстремумов функций, вариационное исчисление и другие, методы математического программирования, теории игр);

статистические (включают теоретические разделы математики - математическую статистику, теорию вероятностей - и направления прикладной математики, использующие стохастические представления - теорию массового обслуживания, методы статистических испытаний, методы выдвижения и проверки статистических гипотез и другие методы статистического имитационного моделирования);

теоретико-множественные, логические, лингвистические, семиотические представления (разделы *дискретной математики*, составляющие теоретическую основу разработки разного рода языков моделирования, автоматизации проектирования);

графические (включают теорию графов и разного рода графические представления информации типа диаграмм, сетей, графиков, гистограмм и т.п.).

Для исследования проблемных ситуаций с учетом неформализуемых факторов в системе доставки строительных грузов целесообразно применение метода Дельфи. Особенностью данного метода является поэтапное определение на основе экспертных оценок причин возникновения проблемных ситуаций и установление диапазона оценок и порядка влияния их на проблему. Так, для оценки факторов влияющих на ритмичность поставки строительных грузов, можно выделить группу экспертов из специалистов в области транспорта строительных грузов и провести анкетирование в три этапа. Обработка результатов каждого этапа позволяет определить соответствующие проблемные ситуации, построить схемы наиболее весомых причин с указанием экспертных оценок. На третьем этапе производится углубленный анализ, и в результате строится иерархическая схема взаимосвязей структурных элементов проблемных ситуаций. Анализ проблемных ситуаций позволяет сгруппировать причины неэффективной организации транспортного процесса. Так, например, для подсистем погрузки и разгрузки проблемную ситуацию можно сформулировать как превышение длительности и нестабильность времени погрузки и разгрузки. Из множества первоначально выделенных причин данной проблемной ситуации в результате выделены наиболее весомые и представлены в виде схемы (рис.1).

В представленной схеме стрелками и цифрами обозначены экспертные оценки влияния, причем для низшего уровня диапазон оценок от 10 до 100, для верхнего уровня, - от 10 до 50.

Для определения характеристик входных потоков и времени обслуживания в подсистемах подачи транспортных средств под загрузку, погрузку, перемещения грузов и разгрузки применимы методы второй группы: методы математической статистики, теории вероятностей, теории массового обслуживания, методы статистических испытаний, методы выдвижения и проверки статистических гипотез и другие методы статистического имитационного моделирования.

В результате исследования системы доставки строительных грузов на этом уровне определяются основные характеристики и законы распределения входных потоков в подсистемы и времени обслуживания в подсистемах с тем,

чтобы прогнозировать выходящие потоки. На этом же этапе целесообразно построение имитационной модели поиска согласованного оптимума при доставке строительных грузов.



Рис.1. Иерархическая схема наиболее весомых причин потерь времени в подсистемах погрузки и разгрузки

На уровне совершенствования схем доставки строительных грузов применимы методы теории графов, а именно модели оптимизации транспортной сети, модели сетевого планирования и т.д. Для преодоления негативных факторов влияющих на готовность транспортного парка и организацию работы автотранспортного предприятия, целесообразно применить методы прогнозирования с использованием Марковских случайных процессов.

Таким образом, в зависимости от уровня исследования и целей, стоящих перед исследователем на каждом из этих уровней, применимы соответствующие методы. Однако при декомпозиции системы доставки грузов на технологические подсистемы и при построении дерева целей необходимо исходить из принципов системного анализа.

Литература

1. Вельможин А.В. Эффективность автомобильных перевозок. Волгоград, Нижн.-Волж. Кн. Из-во, -1975.
2. Лукинский В.С. и др. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели. / М.: Финансы и статистика, 2000. – 280с.
3. Курганов В.М. Логистические транспортные потоки. / М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2003.-252с.

Войтенко В.П., Осенін Ю.І.

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ ТА АНАЛІЗ
РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Проведено моделювання процесу діагностування залізничного рейкового шляху на наявність сторонніх предметів. Розглянуто планування експерименту по встановленню характеру залежності між вхідними і вихідними параметрами об'єкта дослідження. Побудовано квадратичну статистичну модель процесу, зроблено перевірку адекватності моделі і значимості коефіцієнтів вектора параметрів моделі. Рис. 6, табл. 1, дж. 2.

Одним з перспективних методів діагностування залізничного рейкового шляху є акустичний метод, заснований на збудженні в поверхні рейки акустичних хвиль Релея, які є чутливими до стану поверхні, поверхневих дефектів і наявності предметів на поверхні рейки. Для діагностування залізничного рейкового шляху на ділянках з підвищеною імовірністю виникнення небезпечних факторів у виді сторонніх предметів, що знаходяться на поверхні рейки, може бути використаний акустичний діагностуючий пристрій, заснований на застосуванні поверхневих хвиль Релея, який забезпечить своєчасне виявлення й усунення небезпечних факторів і буде використовуватися в єдиній системі забезпечення безпеки на залізничному транспорті в режимі дублювання сигналу. Використання поверхневих хвиль Релея для діагностування рейкового шляху на наявність сторонніх предметів, які знаходяться на поверхні рейки, потребує додаткових досліджень впливу властивостей предметів на акустичні властивості системи рейка-сторонній предмет.

Завданням дослідження є побудова математичної моделі процесу діагностування залізничного рейкового шляху на наявність сторонніх предметів на поверхні рейок.

На підставі апріорної інформації про можливий вплив властивостей сторонніх предметів на акустичні властивості системи рейка-сторонній предмет було встановлено, що вид залежності між вхідними і вихідними параметрами такої системи невідомий. У якості вхідних параметрів моделі можуть бути розглянуті: частота f акустичних коливань, генерованих у матеріалі рейки (довжина хвилі λ), потужність джерела коливань P (початкова амплітуда коливань A або інтенсивність I), а також властивості середовища, у якому поширюється хвиля (швидкість звуку c в матеріалі рейки, характеристичний імпеданс Z матеріалу предмета, що знаходиться на поверхні рейки, коефіцієнт загасання μ акустичної хвилі в матеріалі рейки) [1]. У якості вихідних параметрів можуть бути розглянуті: зміна частоти Δf (довжини хвилі $\Delta \lambda$), швидкості звуку Δc , амплітуди ΔA , а також зміна напрямку поширення акустичної хвилі в середовищі. Представимо об'єкт рейка-сторонній предмет у виді схеми (рис. 1).

Усі перемінні, що характеризують об'єкт дослідження, розділимо на чотири групи:

1. Група $Z = (z_1, \dots, z_{n1})$. До цієї групи включимо фактори, що характеризують властивості рейки як середовища, у якому поширюється акустична хвиля. Такими властивостями є: довжина рейки, коефіцієнт загасання і швидкість поширення пружної хвилі в матеріалі рейки, характеристичний імпеданс рейки.

2. Група $U = (u_1, \dots, u_{n2})$. До цієї групи віднесемо керовані фактори об'єкта,

такі як частота f (довжина пружної хвилі λ), початкова амплітуда A (інтенсивність I).

Перемінні розглянутих груп Z і U є контрольованими вхідними перемінними процесу виявлення сторонніх предметів на поверхні рейки.

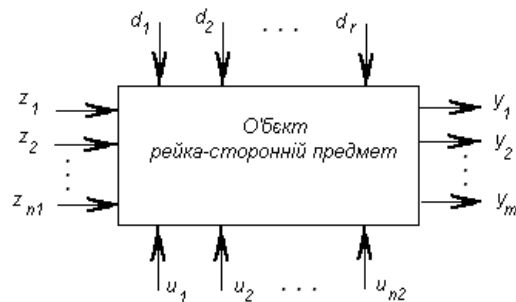


Рис. 1. Схема об'єкта дослідження

3. Група $Y = (y_1, \dots, y_m)$ містить вихідні перемінні. Такими перемінними є: зміна амплітуди ΔA (кінцеве значення A), амплітуда відбитої акустичної хвилі A_1 .

4. Групу $D = (d_1, \dots, d_r)$ утворюють фактори, що характеризують вплив властивостей стороннього предмета й умов його акустичного контакту з поверхнею рейки. До таких факторів можна віднести характеристичний імпеданс Z матеріалу, з якого виготовлено сторонній предмет, масу предмета m , площу контактної поверхні S , а також клас шорсткості поверхні предмета й умови акустичного контакту.

Для встановлення в результаті експериментів впливу факторів групи D на вихідні перемінні групи Y була розроблена і виготовлена експериментальна установка, блок-схема якої представлена на рис. 2. Експериментальна установка дозволяє автоматизувати і комп'ютеризувати дослідження впливу факторів групи D на вихідні параметри групи Y . Це стає можливим завдяки передбаченому механізму зміни частоти й амплітуди сигналу генератора гармонічних коливань за спеціальною програмою ЕОМ, що забезпечує автоматизацію процесу одержання масивів даних для подальшої статистичної обробки. За допомогою експериментів може бути отримана інформація про розподіл імовірностей обмірюваних величин, щільність розподілу, математичне чекання і дисперсію.

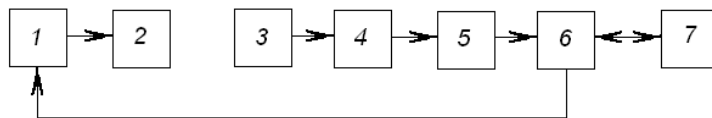


Рис. 2. Блок-схема експериментальної установки для вивчення впливу факторів групи D на групу вихідних перемінних Y : 1 – генератор гармонічних коливань; 2 – п'єзоелектричний перетворювач-випромінювач; 3 – п'єзоелектричний перетворювач-приймач; 4 – широкосмуговий підсилювач; 5 – аналогово-цифровий перетворювач; 6 – контролер; 7 – ЕОМ.

Припустимо, що важливі для моделювання процесу виявлення стороннього предмета на поверхні рейки величини мають нормальний закон розподілу, математичне чекання m і дисперсію σ^2 . Перш ніж приступити до перевірки зробленого припущення, необхідно одержати масиви вихідних величин, що відносяться

до групи Y . Для цього кожен з величин y_i нормальної генеральної сукупності вимірюємо n раз для однакових значень факторів груп Z, U, D за допомогою лабораторної установки (рис. 2). Під час вимірів використовувалися наступні постійні фактори (рис. 1):

1. Група Z : z_1 – довжина вимірювальної бази, 1 метр; z_2 – швидкість поширення пружної поверхневої хвилі в рейці, 3000 м/сек; z_3 – характеристичний імпеданс матеріалу рейки, $45.5 \cdot 10^{-6}$ кг/(м²с); z_4 – коефіцієнт загасання акустичної хвилі з частотою коливань 50 кГц на вимірювальній базі довжиною 1 метр, 1 дБ.

2. Група U : u_1 – частота пружних коливань, 50 кГц; u_2 – початкова амплітуда коливань, 1 В.

3. Група D : d_1 – характеристичний імпеданс матеріалу, з якого виготовлено предмет, $45.5 \cdot 10^{-6}$ кг/(м²с); d_2 – маса стороннього предмета, 1 кг; d_3 – площа контактної площадки, 4 см²; d_4 – клас шорсткості поверхні предмета, що відповідає 5 класові.

Припустимо, X – нормально розподілена випадкова величина, що відноситься до групи Y вихідних параметрів досліджуваного об'єкта (рис. 1), що отримана в результаті 20 вимірів амплітуди вихідного сигналу широкопasmового підсилювача за допомогою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП). При цьому значення амплітуди вихідного сигналу підсилювача записувалося в масив X .

$$X = [0.807, 0.938, 0.851, 0.791, 0.810, 0.702, 0.901, 0.790, 0.841, 0.952, \\ 0.813, 0.711, 0.790, 0.936, 0.698, 0.877, 0.844, 0.858, 0.767, 0.812].$$

Для забезпечення однакового акустичного контакту між стороннім предметом і рейкою контактні поверхні при кожній повторній установці і вимірі змочувалися дистильованою водою.

Оцінимо математичне чекання m і дисперсію σ^2 обмірюваної розподіленої за нормальним законом випадкової величини X . Позначимо $a_1 = m$, $a_2 = \sigma^2$ і введемо ці позначення у вираження $f_{m,\sigma}(x)$ щільності імовірності нормального розподілу [2]:

$$f_{m,\sigma}(x) = f(x, a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi a_2}} e^{-\frac{(x-a_1)^2}{2a_2}}. \quad (1)$$

Функція правдоподібності має вигляд:

$$L(x_1, x_2, \dots, x_n; a_1, a_2) = \left(\frac{1}{\sqrt{2\pi a_2}} \right)^n e^{-\frac{1}{2a_2} \sum_{i=1}^n (x_i - a_1)^2}. \quad (2)$$

З умов

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial a_1} \Big|_{a_1, a_2} &= L \frac{1}{a_2} \sum_{i=1}^n (x_i - a_1) = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial a_2} \Big|_{a_1, a_2} &= L \left\{ -\frac{n}{2a_2} + \frac{1}{2a_2^2} \sum_{i=1}^n (x_i - a_1)^2 \right\} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

знаходимо математичне чекання і дисперсію

$$m = a_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (4)$$

$$\sigma^2 = a_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - a_1)^2. \quad (5)$$

Визначимо область, що із заданою імовірністю P містить істинне значення параметра x реалізації вибірки X . Якщо $F(x)$ – функція розподілу величини $x - a_1$, то

$$P = P\{|x - a_1| < \delta\} = F(\delta) - F(-\delta). \quad (6)$$

Задавшись точністю δ , можна визначити імовірність того, що випадкова перемінна x відрізняється від математичного чекання $a_1 = m$ менш чим на δ . Істинне значення m з імовірністю P знаходиться в довірчому інтервалі

$$I = (x - \delta, x + \delta), \quad (7)$$

де

$$\delta = \frac{\varepsilon \sigma}{\sqrt{n}}, \quad (8)$$

n – обсяг вибірки.

За формулами (4) і (5) одержимо для масиву даних математичне чекання $m = 0.824$ і дисперсію $\sigma^2 = 5.221 \cdot 10^{-3}$, тоді середньоквадратичне відхилення $\sigma = 0.072$. Побудуємо довірчий інтервал для $m = 0.824$ з довірчою імовірністю $P = 0.95$. За табл. 15.3 [2] з умови $\Phi(\varepsilon) = P/2 = 0.475$ знаходимо значення критичної точки $\varepsilon = 1.96$. За допомогою (8) знайдемо статистичну помилку

$$\delta = \frac{1.96 \cdot 0.072}{\sqrt{20}} = 0.032.$$

Отже, математичне чекання m обмірюваної величини амплітуди сигналу з 95%-ною надійністю лежить в інтервалі $m - \delta = 0.793 < m < 0.856 = m + \delta$.

Оскільки величина вибірки n була узята довільним чином, то відхилення від істинного значення m з 95%-ною надійністю не перевищує величину $\delta = 0.032$. Така точність недостатня. Оцінимо мінімальний обсяг вибірки для забезпечення помилки $\delta < 0.01$ з 95%-ною надійністю за формулою [2]:

$$n = \frac{\varepsilon^2 \sigma^2}{\delta^2}. \quad (8)$$

Таким чином, $n \geq \frac{1.96^2 \cdot 0.072^2}{0.01^2} \geq 200.567$. Отже, для досягнення необхідної

точності потрібно провести 201 вимір величини амплітуди сигналу. На рис. 3, а приведена гістограма даних з кількістю сегментів 40, для величини вибірки $n = 20$, а також вид функції щільності імовірності. На рис. 3, б приведені аналогічні графіки для вибірки $n = 201$.

Для вибірки $n = 201$ за формулами (4), (5) одержуємо математичне чекання $m = 0.834$, дисперсію $\sigma^2 = 5.232 \cdot 10^{-3}$, середньоквадратичне відхилення $\sigma = 0.072$. Математичне чекання з 95%-ною надійністю лежить в інтервалі $m - \delta = 0.824 < m < 0.844 = m + \delta$.

Характер розподілу обмірюваної величини амплітуди сигналу вказує на його зв'язок із шумом вимірювального приладу, що в основному обумовлений тепловим шумом п'єзокераміки, з якої виготовлений п'єзоелектричний

перетворювач-приймач експериментальної установки (мал. 2). Дисперсія теплового шуму п'єзокераміки може бути оцінена за формулою Найквіста [2] :

$$\sigma^2 = u_m^2 = 4\gamma kTR_0 \Delta f, \quad (9)$$

де u_m – середньоквадратична напруга шумів, В; γ – поправочний коефіцієнт, що може бути прийнятий рівним 1; k – постійна Больцмана, $1.38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К; T – термодинамічна температура, К; R_0 – активний опір п'єзоелектричного перетворювача на антирезонансній частоті, Ом; Δf – ширина смуги пропускання підсилювача, Гц.

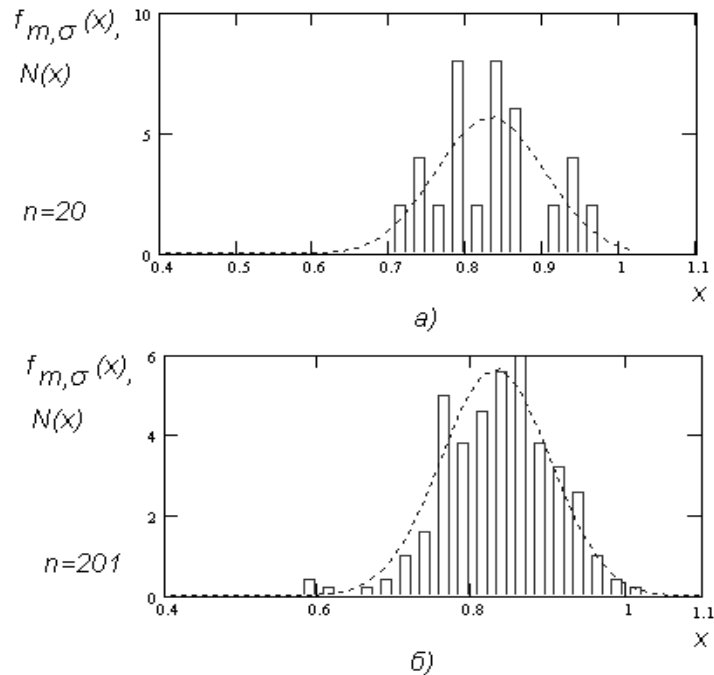


Рис. 3. Щільність імовірності і гістограма частоти влучення даних в інтервали для вибірки експериментальних значень: а – при $n = 20$; б – при $n = 201$

Для $\gamma = 1$; $R_0 = 50$ МОм; $\Delta f = 2$ МГц одержимо дисперсію обмірюваної величини на вході підсилювача $\sigma^2 = u_m^2 \cdot K = 5.52 \cdot 10^{-3}$ В², де $K = 1000$ – коефіцієнт підсилення широкосмугового підсилювача на середній частоті, а середньоквадратичне відхилення $\sigma = 0.074$ В.

Графік розподілу щільності імовірності шуму вимірювального тракту лабораторної установки при математичному чеканні $m = 0$ приведений на рис. 4.

Оскільки величина середньоквадратичної напруги теплових шумів п'єзокераміки, розрахована за формулою (9), у багато разів перевищує величину шуму широкосмугового підсилювача з закороченим на землю входом, обумовлену в основному шумом першого транзистора, то останнім можемо зневажити.

Таким чином, оскільки розкид значень обмірюваної однієї і тієї ж величини визначається шумами вимірювального пристрою, то можна висунути гіпотезу про рівність дисперсій σ_1^2 і σ_2^2 двох незалежних нормально розподілених випадкових величин X і Y , отриманих у результаті вимірів амплітуди сигналу для двох зна-

чень характеристичного імпедансу матеріалу предмета, що знаходиться на поверхні рейки на обраній ділянці вимірювальної бази, при відомих середніх значеннях амплітуд.

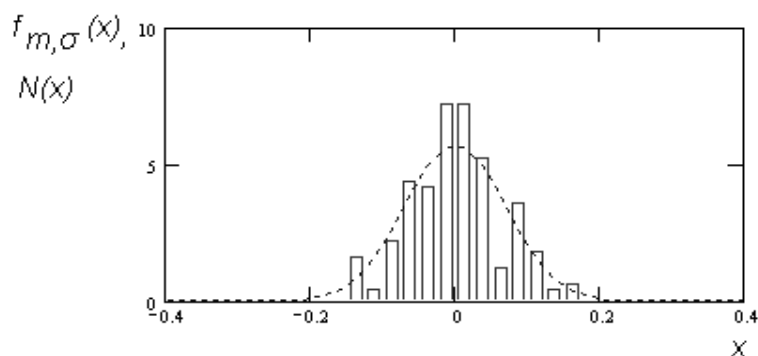


Рис. 4. Щільність імовірності і гістограма для теплового шуму вимірювального тракту

У якості критерію перевірки гіпотези

$$H: \sigma_1^2 = \sigma_2^2 \quad (10)$$

виберемо функцію [2] :

$$T = \frac{s_1^2}{s_2^2}, \quad (11)$$

де $s_1^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Y - m_1)^2$; $s_2^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (Y - m_2)^2$ є незміщені оцінки дисперсій, розраховані за вибіркою обсягу n для перемінної X і за вибіркою обсягу m для перемінної Y . Величини m_i є оцінками середніх значень. У випадку коли гіпотеза H справедлива, критерій T має F -розподіл (розподіл Фішера) з числами ступенів свободи $n-1$ і $m-1$.

Виберемо квазисиметричну критичну область

$$K: 0 \leq t \leq \varepsilon_1, \quad \varepsilon_2 \leq t, \quad (12)$$

для якої задамося рівнем значимості 5% ($\alpha = 0.05$). Знайдемо значення величин ε_1 і ε_2 для рівня значимості $\alpha = 0.05$ з рівняння

$$F(\varepsilon_1) = 1 - F(\varepsilon_2) = \alpha / 2. \quad (13)$$

Якщо вибіркоче значення T попадає в область (12), то гіпотеза H (10) відкидається. З (13) випливає, що $\varepsilon_2 = 1/\varepsilon_1$. Щоб перевірити гіпотезу про рівність дисперсій двох незалежних випадкових величин X і Y , що є масивами обмірюваних значень амплітуд для двох різних значень характеристичного імпедансу матеріалу предмета, проведемо $m = 201$ вимір величини сигналу для матеріалу предмета – алюмінію, що має питомий акустичний опір $Z = 16.9 \cdot 10^{-6}$ кг/(м²с). Графік розподілу щільності імовірності і гістограма наведено на рис. 5.

За обраним значенням $\alpha = 0.05$, що відповідає імовірності влучення в довірчий інтервал $P = 1 - 0.05 = 0.95$, знайдемо величину ε_1 за формулою (13) за допомогою табл. 15.3 [2] для 95%-ного розподілу Фішера: $F_{кр} = \varepsilon_2 = 1.26$; $\varepsilon_1 = 1/\varepsilon_2 = 0.79$.

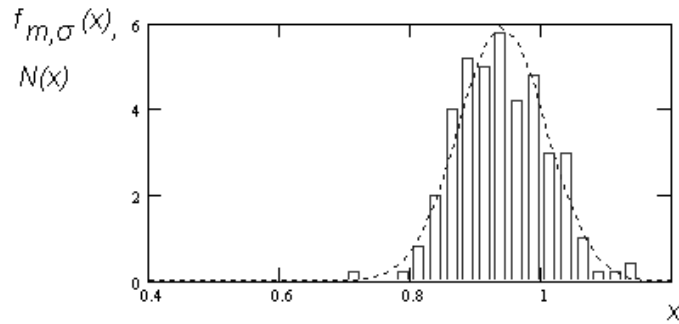


Рис. 5. Щільність імовірності і гістограма при $Z = 16.9 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$, $m = 201$

Одержимо величину критерію T за формулою (11) для $s_1^2 = 5.232 \cdot 10^{-3}$ випадкової величини X і $s_2^2 = 4.489 \cdot 10^{-3}$ для випадкової величини Y з урахуванням того, що в чисельнику знаходиться більша з оцінок $F = T = \frac{s_1^2}{s_2^2} = 1.16$. Оскільки

$F = T = 1.16$ виявилася менше ніж $F_{кр} = \varepsilon_2 = 1.26$, то гіпотеза $H: \sigma_1^2 = \sigma_2^2$ приймається за істинну. Таким чином, припущення про те, що розкид значень обмірюваної вихідної величини амплітуди сигналу при різних характеристичних імпедансах матеріалів предметів викликаний шумом вимірювального пристрою, підтвердилось.

Побудуємо на основі експериментальних даних модель, що зв'яже вхідні незалежні перемінні x_1, x_2 з вихідною залежною перемінною y , що є амплітудою сигналу. Оскільки залежність $y = y(x)$ невідома, знайдемо її за допомогою обробки експериментальних даних. При побудові математичної моделі й оцінці її адекватності скористаємося методом найменших квадратів. Визначимо значення x_1 і x_2 незалежних перемінних.

У якості незалежної вхідної перемінної x_1 будемо розглядати частоту акустичної хвилі Релея, а в якості x_2 – характеристичний імпеданс матеріалу, з якого виготовлений предмет. Вихідна залежна перемінна y є амплітудою сигналу, пропорційною амплітуді акустичного сигналу, прийнятій п'єзоелектричним перетворювачем (рис. 2). На підставі аналізу апріорних даних виберемо діапазон зміни частоти f рівним 50...450кГц і розіб'ємо його на рівні інтервали по 200 кГц. Діапазон зміни характеристичного імпедансу матеріалу виробу $16.9...45.5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ розіб'ємо на два інтервали рівної ширини. Одержимо три значення імпедансу: $16.9 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ для алюмінію; $31.2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ для бронзи; $45.5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ для сталі. Змінюючи частоту і характеристичний імпеданс із зазначеними кроками, поставимо експерименти біля точки $f_0 = 250 \text{ кГц}$, $Z_0 = 31.2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ у $N = 9$ точках (рис. 6), зробивши по $\nu = 2$ виміри в кожному експерименті.

Уведемо нормовані перемінні

$$x_1 = \frac{Z - 31.2}{14.3}; \quad x_2 = \frac{f - 250}{200} \quad (14)$$

і виберемо математичну модель у виді квадратичного рівняння:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_1^2 + a_4x_2^2 + a_5x_1x_2. \quad (15)$$

У кожній із зазначених точок поставимо по $\nu = 2$ експерименти. Результати вимірів представлені в табл. 1. Тут $N = 9$ – число експериментів, $\nu = 2$ – число вимірів у кожнім експерименті, x^i – значення нормованих перемінних x_1, x_2 для кожного експерименту, $y^{i1}; y^{i2}$ – результати вимірів, y^i – середнє значення обмірюваної величини.

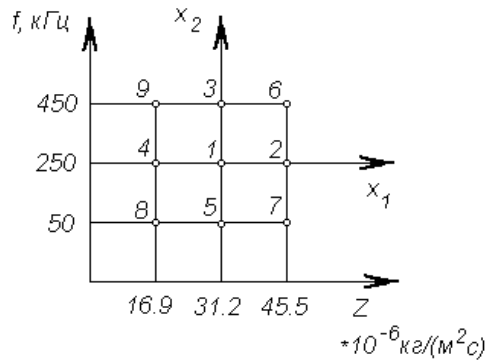


Рис. 6. План експерименту для квадратичної моделі

Таблиця 1

i	x^i	y^{i1}	y^{i2}	y^i
1	0 0	0.918	0.919	0.919
2	1 0	0.843	0.842	0.843
3	0 1	0.923	0.925	0.924
4	-1 0	0.955	0.957	0.956
5	0 -1	0.918	0.922	0.920
6	1 1	0.843	0.844	0.844
7	1 -1	0.840	0.842	0.841
8	-1 -1	0.950	0.953	0.952
9	-1 1	0.962	0.960	0.961

Числа ступенів свободи F -розподілу (розподілу Фішера) $\varphi_1 = 5$, $\varphi_2 = 9$ одержимо за формулою:

$$\varphi_1 = N - k + 1; \quad (16)$$

$$\varphi_2 = N\nu - N = N(\nu - 1), \quad (17)$$

де N – число експериментів; k – число лінійних зв'язків між вхідними незалежними перемінними, $k = 5$.

Отже, маємо $k + 1 = 6$ оцінюваних параметра $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$. Виберемо 95%-ну надійність для t -критерію, а для F -критерію виберемо $P(F < F_{кр}) = 0.95$. По табл. 15.4 [2] знаходимо для φ_1 і φ_2 значення $F_{кр} = 3.48$.

Припустимо, що обрана модель адекватна. Зіставимо експериментальні

результати $y = (y^1, y^2, \dots, y^N)$ зі значеннями

$$Y = (\bar{y}^1, \bar{y}^2, \dots, \bar{y}^N), \quad (18)$$

що представляють обрану модель.

$$Y = F \cdot A, \quad (19)$$

де A – вектор параметрів моделі,

$$A = (a_0, a_1, \dots, a_k), \quad (20)$$

F – вектор:

$$F = \begin{bmatrix} f_0(x^1) f_1(x^1) \dots f_k(x^1) \\ f_0(x^2) f_1(x^2) \dots f_k(x^2) \\ \dots \\ f_0(x^N) f_1(x^N) \dots f_k(x^N) \end{bmatrix}. \quad (21)$$

Оскільки матриця F має ранг $(k+1)$, то сума квадратів відхилень

$$S = (y - F \cdot A)^T \cdot (y - F \cdot A) \quad (22)$$

досягає мінімуму при

$$A = (F^T \cdot F)^{-1} F^T \cdot y = C \cdot F^T \cdot y, \quad (23)$$

де C – дисперсійна матриця розміром $(k+1) \times (k+1)$

$$C = (F^T \cdot F)^{-1}. \quad (24)$$

Виконуючи розрахунки за допомогою комп'ютерного математичного пакета *Mathcad* 11, згідно (21), (24), (23) знаходимо:

$$F^T = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 1 & -1 \end{pmatrix} \quad C = \begin{pmatrix} 0.556 & 0 & 0 & -0.333 & -0.333 & 0 \\ 0 & 0.167 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.167 & 0 & 0 & 0 \\ -0.333 & 0 & 0 & 0.5 & 0 & 0 \\ -0.333 & 0 & 0 & 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.25 \end{pmatrix}$$

$$C \cdot F^T = \begin{pmatrix} 0.556 & 0.222 & 0.222 & 0.222 & 0.222 & -0.111 & -0.111 & -0.111 & -0.111 \\ 0 & 0.167 & 0 & -0.167 & 0 & 0.167 & 0.167 & -0.167 & -0.167 \\ 0 & 0 & 0.167 & 0 & -0.167 & 0.167 & -0.167 & -0.167 & 0.167 \\ -0.333 & 0.167 & -0.333 & 0.167 & -0.333 & 0.167 & 0.167 & 0.167 & 0.167 \\ -0.333 & -0.333 & 0.167 & -0.333 & 0.167 & 0.167 & 0.167 & 0.167 & 0.167 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.25 & -0.25 & 0.25 & -0.25 \end{pmatrix}$$

$$A^T = (0.921 \quad -0.057 \quad 2.667 \times 10^{-3} \quad -0.021 \quad 6.667 \times 10^{-4} \quad -1.5 \times 10^{-3})$$

Підставляючи в (15) значення компонентів вектора A , одержимо:

$$y = 0.921 - 0.057x_1 + 2.667 \cdot 10^{-3}x_2 - 0.021x_1^2 + 6.667 \cdot 10^{-4}x_2^2 - 1.5 \cdot 10^{-3}x_1x_2.$$

За формулою (19) і після транспонування Y одержимо:

$$Y^T = (0.921 \ 0.842 \ 0.924 \ 0.956 \ 0.919 \ 0.844 \ 0.842 \ 0.953 \ 0.961) .$$

Для перевірки адекватності моделі розрахуємо суму квадратів, що залежить від різниці між значеннями, розрахованими за моделлю, і значеннями, одержаними експериментально, вихідної перемінної і неадекватність (дефект) моделі для $N = 9$ заданих $\nu = 2$, $i = 0 \dots N - 1$, $k = 5$, [2]:

$$S_d = \sum_{i=1}^N \nu (Y_{i,0} - y_{i,0})^2, \quad (25)$$

одержимо $S_d = 1.356 \cdot 10^{-5}$.

Обчислимо суму квадратів, що характеризує помилки спостережень:

$$S_e = \sum_{i=0}^{N-1} \sum_{j=0}^{\nu-1} (y_{i,j}^2 - y_{i,0})^2, \quad (26)$$

одержимо $S_e = 2.6 \cdot 10^{-5}$.

Сума S_d складається з N складових, між якими має місце $k + 1$ лінійних зв'язків, тому зі S_d зв'язано $\varphi_1 = N - k + 1$ ступенів свободи, $\varphi_1 = 5$.

Сума S_e складається з νN складових, між якими існує N лінійних зв'язків. При цьому S_e має $\varphi_2 = N\nu - N = N(\nu - 1)$ ступенів свободи, $\varphi_2 = 9$.

Оцінку s^2 одержимо за допомогою суми квадратів S_e за формулою:

$$s^2 = \frac{S_e}{\nu\varphi_2}. \quad (27)$$

Для зазначених вище значень одержимо за формулою (27) $s^2 = 1.444 \cdot 10^{-6}$.

Перевіримо адекватність моделі, розділивши оцінку дисперсії неадекватності на оцінку дисперсії помилки одиничного спостереження за формулою:

$$F = \frac{S_d / \varphi_1}{S_e / \varphi_2}. \quad (28)$$

У випадку, коли модель адекватна, F є випадковою величиною з розподілом Фішера (F -розподілом) з числами ступенів свободи φ_1 і φ_2 . Тому порівняємо значення $F = 0.938$, отримане за формулою (28) зі значенням $F_{кр} = 3.48$, отриманим раніше для надійності $P = 0.95$. Оскільки $F < F_{кр}$, то квадратична модель є адекватною.

Перевіримо значимість коефіцієнтів вектора A параметрів моделі. Вважається, що коефіцієнт a_i значимо відрізняється від нуля, якщо

$$|a_i| > t_{кр} \cdot S_i, \quad (29)$$

де $t_{кр}$ – критичне значення розподілу Стьюдента для заданого рівня значимості α і φ ступенів свободи. Знайдемо $t_{кр}$ за допомогою табл. 15.4 [2] з умови:

$$P(|t| > t_{кр}) = \alpha. \quad (30)$$

Оцінку дисперсії S_i^2 обчислимо за формулою:

$$S_i^2 = C_{ii} S^2, \quad (31)$$

де

$$S = \frac{S_R}{\varphi}; \quad (32)$$

S_R – залишкова сума квадратів

$$S_R = \sum_{i=1}^N (Y^i - y)^2. \quad (33)$$

Ця сума квадратів має $\varphi = N - k - 1$ ступенів свободи.

Для $N = 9$ експериментів і $k + 1 = 6$ оцінюваних параметрів $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ маємо число ступенів свободи $\varphi = 3$. Тоді за формулами (33), (32) одержимо: $S_R = 4.36 \cdot 10^{-6}$; $S^2 = 1.45 \cdot 10^{-6}$, а також з урахуванням того, що

в даному випадку $C_{ii} = 1/6$, за формулою (31) $S_i = \sqrt{C_{ii}} \cdot S = 4.9 \cdot 10^{-4}$.

При довірчій імовірності $P = 0.9$ і $\varphi = 3$ знаходимо $\varepsilon = 2.353$ і $|a_i - a_{cp}| < t_{кр} \cdot S_i = 1.2 \cdot 10^{-3}$. Таким чином, з 90%-ною надійністю маємо:

$$a_0 = 0.921 \pm 1.2 \cdot 10^{-3}; \quad a_1 = -0.057 \pm 1.2 \cdot 10^{-3}, \quad a_2 = 2.667 \cdot 10^{-3} \pm 1.2 \cdot 10^{-3}, \\ a_3 = -0.021 \pm 1.2 \cdot 10^{-3}, \quad a_4 = 6.667 \cdot 10^{-4} \pm 1.2 \cdot 10^{-3} \quad a_5 = -1.5 \cdot 10^{-3} \pm 1.2 \cdot 10^{-3}.$$

Таким чином, критерію значимості (29) задовольняють усі коефіцієнти квадратичного рівняння крім a_4 .

Висновки

1. На підставі аналізу апріорних даних виділено два основних вхідних параметри процесу діагностування залізничного рейкового шляху: частота випромінюваної поверхневої акустичної хвилі Релея і характеристичний імпеданс матеріалу стороннього предмета, що знаходиться на поверхні рейки, і вихідний параметр: амплітуда прийнятого акустичного сигналу, характер залежності між якими невідомий.
2. Для визначення характеру залежності між вхідними і вихідною перемінними проведено експерименти за допомогою розробленої і виготовленої експериментальної установки.
3. Оцінено математичне чекання і дисперсію обмірюваної величини амплітуди прийнятого акустичного сигналу, перевірена гіпотеза про вплив шуму вимірювального пристрою на розкид значень обмірюваної вихідної величини амплітуди сигналу при різних характеристичних імпедансах матеріалів предметів.
4. За допомогою методу найменших квадратів отримано математичну модель у виді полінома другого ступеня процесу діагностування залізничного рейкового шляху на наявність сторонніх предметів.
5. Перевірено адекватність моделі і значимість коефіцієнтів вектора параметрів моделі.

Література

1. Л.Ф. Лепендин. Акустика. – М.: Высшая школа. 1978 г. – 448 с.
2. С.М. Ермаков, А.А.Жиглявский. Математическая теория оптимального эксперимента: Учебное пособие. – М.: Наука. 1987. – 320с.

Войтенко В.П., Осенін Ю.І.

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СХЕМНИХ РІШЕНЬ ШИРОКОСМУГОВИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ В АКУСТИЧНИХ ПРИСТРОЯХ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ

Розглянуто схемні рішення широкосмугових підсилювачів стосовно до акустичних пристроїв для багатофункціональної діагностики залізничного рейкового шляху. Приведено принципові схеми і методику розрахунку вхідного каскаду широкосмугового підсилювача, який визначає основні технічні характеристики акустичних пристроїв. На підставі розрахунків і лабораторних іспитів електронних блоків зроблені рекомендації відносно доцільності їхнього застосування в акустичних пристроях для діагностування залізничного рейкового шляху. Рис 5, дж 2.

Безпека залізничних перевезень може бути підвищена за рахунок застосування багатофункціональної діагностики рейкового шляху за допомогою акустичних методів контролю. Широко діагностичні можливості акустичних методів дозволяють контролювати внутрішні дефекти і напружений стан, поверхневі дефекти рейкового шляху, а також дозволяють виявляти сторонні предмети на поверхні рейки і контролювати надійність кріплення рейки до шпал.

Основними параметрами, що забезпечують високі технічні характеристики акустичних пристроїв, є вхідна чутливість і відношення корисний сигнал-шум широкосмугових підсилювачів, що працюють з п'єзоелектричним перетворювачем.

Метою роботи є дослідження можливості застосування в акустичних пристроях для комплексного діагностування залізничного рейкового шляху різних схемних рішень широкосмугових підсилювачів, що забезпечують необхідні технічні характеристики, а також їхній розрахунок.

Актуальність роботи визначається необхідністю удосконалювання технічних засобів діагностування рейкового шляху з метою підвищення безпеки залізничних перевезень.

Практичне впровадження на залізниці акустичних пристроїв для діагностування залізничного рейкового шляху вимагає рішення ряду технічних завдань. Завдання підвищення чутливості і відносини корисний сигнал-шум вирішуються в дійсній роботі стосовно умов експлуатації акустичних пристроїв на залізничному транспорті. Оскільки дані завдання можуть бути технічно вирішені різними способами, то вибір остаточної принципової схеми широкосмугового підсилювача проводиться після розрахунку і лабораторних іспитів схемних рішень. Типові схемні рішення електронних блоків припускають їхнє широке застосування при характерних середніх значеннях технічних параметрів і характеристик, тому послідовно розглянемо удосконалення типових схем з метою поліпшення їхніх технічних характеристик стосовно до поставленого завдання.

Прототипом широкосмугового підсилювача для акустичного діагностуючого пристрою залізничного рейкового шляху може бути обрана схема підсилювача на біполярних транзисторах n – типу (рис. 1), що дозволяє найбільш повно використовувати підсилювальні властивості транзистора, одержати гарну стабільність параметрів підсилювача і досить високий коефіцієнт корисної дії, забезпечити необхідну смугу пропускання [1]. Недоліком даної схеми є погане узгодження вхідного каскаду з п'єзоелектричним перетворювачем, використовуваним як акустичний датчик прийнятого сигналу, що істотно знижує коефіцієнт підсилення першого кас-

каду. Для кращого узгодження п'єзоелектричного перетворювача з вхідним опором підсилювача виконаємо перший каскад підсилювача на польовому транзисторі, що забезпечує великий вхідний опір у порівнянні з каскадом на біполярному транзисторі (рис. 2).

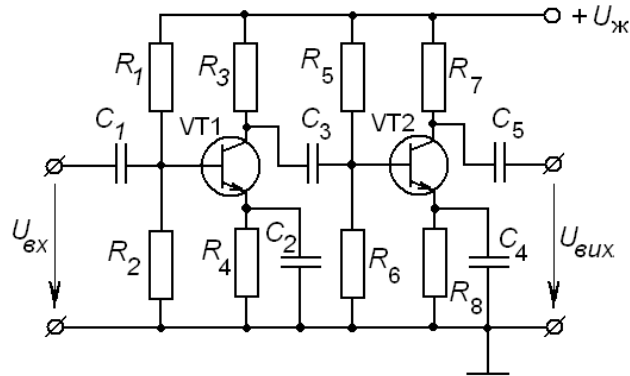


Рис. 1. Принципова схема підсилювача на біполярних транзисторах n – типу

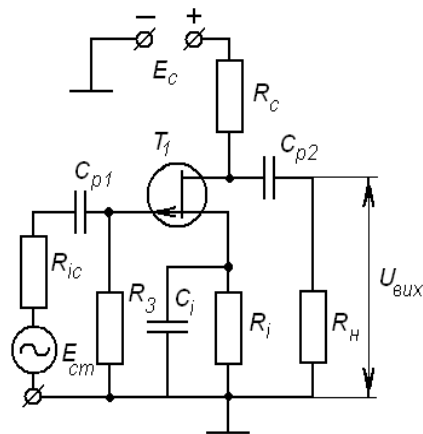


Рис. 2. Схема вхідного каскаду широкосмугового підсилювача на польовому транзисторі з керуючим $p-n$ переходом і каналом p – типу

Розрахунок вхідного каскаду широкосмугового підсилювача на польовому транзисторі (рис. 2), що працює з п'єзоелектричним перетворювачем, виконуємо за методикою [2]. Задаємося значеннями: вихідної напруги підсилювача $U_{вух} \geq 0.7$ В, смуги частот $200 \div 10^6$ Гц, опору навантаження $R_{н} = R_3 = 100$ кОм (вхідного опору наступного каскаду). Застосовуємо польовий транзистор КП102И з керуючим $p-n$ переходом і каналом p – типу. (Характеристики польового транзистора КП102И наведено на рис. 3, а, б). Його основні дані: максимальна напруга стік-джерело $U_{СIмакс} = -20$ В, струм затвора $I_{звум} = 1.5 \cdot 10^{-9}$ А, напруга відсічення $U_{зIвід} = 4$ В, ємність затвора $C_3 = 10$ пФ, струм стоку при $U_{зI} = 0$; $I_c = 1.5$ мА, опір каналу для постійного струму $R_k \approx 2$ кОм.

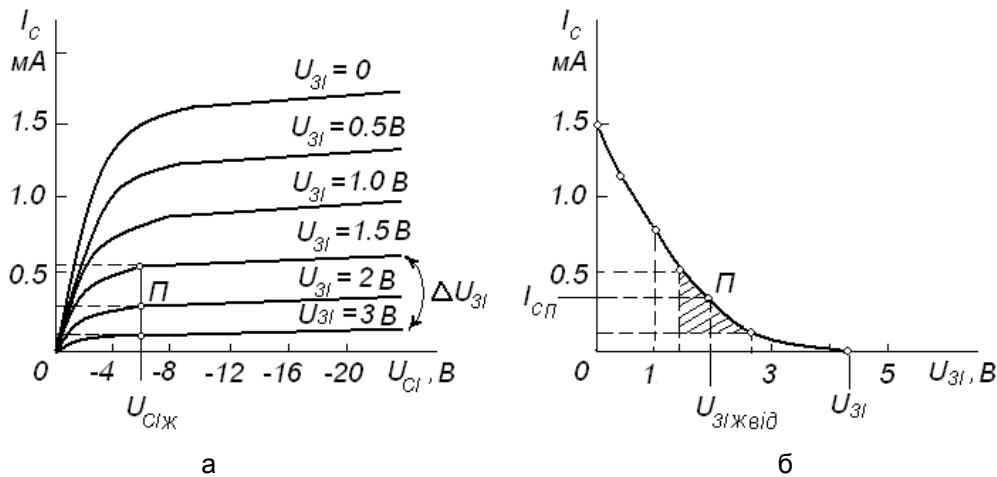


Рис. 3. Характеристики польового транзистора КП102И: а – стокові; б – стоко-затворні.

1. Перевіримо придатність обраного транзистора за частотними властивостями. У польового транзистора з керуючим переходом частотні невідповідності в області верхніх частот в основному визначаються постійною часу (або частотою) затвора τ_3 . Оскільки в підсилювачі використане джерело сигналу з великим внутрішнім опором, визначимо постійну часу і частоту вхідного ланцюга:

$$\tau_{ex} = \frac{1}{2\pi f_{ex}} = C_3(R_k/2 + R_{ic}) = 6 \cdot 10^{-8} \text{ с, звідки}$$

$$f_{ex} = \frac{1}{2\pi\tau_{ex}} = 2.65 \text{ МГц, отже, невідповідностями, внесеними вхідним ланцюгом в}$$

області верхніх частот, можна зневажити.

2. Робимо вибір режиму транзистора за постійним струмом. Визначаємо постійну складової напруги стоку: $|U_{CДЖ}| \geq U_{ЗІвід} + U_{вих} + \Delta U_3 = 5.5 \text{ В,}$

де $U_{ЗІвід} = 4 \text{ В}$ – напруга відсічення; $U_{вих} = U_{CЛМ} = 1 \text{ В}$ – амплітудне значення напруги стоку; $\Delta U_3 = 0.5 \text{ В}$ – напруга запасу, що забезпечує роботу транзистора в робочій області стокових характеристик.

Задаємося постійною складовою струму стоку $I_{СП} = 0.3 \text{ мА}$ (точка П на рис. 3 а, б), при цьому напруга зсуву в ланцюзі затвора $U_{ЗІП} = 2 \text{ В}$. Напругу дже-

$$\text{рела живлення приймаємо } E_c = |U_{CЛмакс}| = 20 \text{ В.}$$

3. Розраховуємо основні елементи підсилювача. (у дужках наведемо значення, прийняті зі стандартного ряду номіналів).

Опір автоматичного зсуву $R_n = U_{ЗІЖ} / I_{СП} = 6.7 \text{ кОм}$ (6.8 кОм), опір у

$$\text{ланцюзі стоку } R_c = \frac{E_c - |U_{CДЖ}|}{I_{СП}} - R_n = 41.7 \text{ кОм} (43 \text{ кОм}).$$

$$\text{Ємність } C_i \geq \frac{10}{2\pi F_H R_i} = 1.2 \text{ мкФ.}$$

Опір резистора R_3 вибирається з умови $R_3 \geq R_{ic} = 5 \text{ кОм}$. Приймаємо $R_3 = 100 \text{ кОм}$. На цьому опорі виділяється додаткова напруга зсуву затвора, створена нестабільним струмом витoku $I_{звум}$:

$$U_{R_3} = R_3 I_{звум} = 0.15 \text{ мВ} \leq U_{злж} = 2 \text{ В.}$$

Це відносно мала нестабільна напруга не може помітно впливати на положення точки спокою.

Розрахуємо розділові ємності C_{p1} і C_{p2} :

$$C_{p1} \geq \frac{10}{2\pi F_H (R_{ic} + R_3)} = 75 \cdot 10^3 \text{ пФ (0.1 мкФ).}$$

При $R_H = R'_3$, де $R'_3 = 100 \text{ кОм}$ – опір наступного каскаду, знаходимо:

$$C_{p2} \geq \frac{10}{2\pi F_H (R'_3 + R_c)} = 53 \cdot 10^3 \text{ пФ (0.1 мкФ).}$$

4. Визначаємо коефіцієнт підсилення. Крутість вольт-амперної характеристики транзистора в точці П: $S \approx \frac{2I_C U_{злж}}{|U_{злвд}|} \left(1 - \frac{U_{злж}}{U_{злвд}} \right) = 0.375 \text{ мА/В}$. Отже,

$$K = SR'_H = SR_c R_H / (R_c + R_H) = 11.2.$$

Знаходимо вхідну напругу схеми при $R_{exH} = R_3 = 100 \text{ кОм}$:
 $U_{ex} = E_{cm} R_3 / (R_3 + R_{ic}) = 0.0677 \text{ В}$.

Таким чином, $U_{вих} = U_{ex} K = 0.75 \text{ В}$, тобто розрахована схема забезпечить необхідне значення вихідної напруги.

У процесі лабораторних досліджень схеми рис. 1, на вході якої був доданий розрахований вище каскад на польовому транзисторі (рис. 2), схема широко-смугового підсилювача була оптимізована з метою зменшення кількості складових елементів. Оптимізована схема широко-смугового підсилювача з безпосереднім зв'язком між транзисторами приведена на рис. 4.

Лабораторні дослідження показали, що схема (рис. 4) із вхідним каскадом на польовому транзисторі забезпечує узгодження з п'єзоелектричним перетворювачем, однак не забезпечує необхідний рівень власного шуму підсилювача, що, як відомо, визначається шумом першого транзистора. Використовуваний у схемі рис. 4 транзистор VT1 типу КП102И не забезпечує необхідного відношення сигнал-шум у зв'язку з низьким коефіцієнтом підсилення, обумовленим крутістю його вольт-амперної характеристики. Малопотужні польові транзистори мають невелику крутість, тому одним зі шляхів її збільшення є паралельне включення від 2 до 5 транзисторів. Таким чином, вхідний каскад підсилювача, представлений на рис. 4, може бути виконаний згідно рис. 5, а. Недоліком такої схеми включення є вимога до паралельно включених транзисторів, відповідно до якої вони повинні мати однакові вольт-амперні характеристики. Це вимагає підбір транзисторів з однаковими параметрами, що не завжди виправдано, особливо з урахуванням вимог до стабіль-

ності параметрів підсилювача акустичного пристрою, призначеного для роботи під відкритим небом.

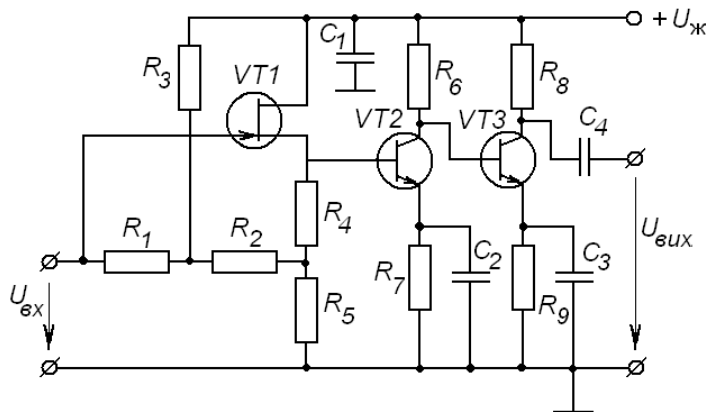


Рис. 4. Принципова схема підсилювача з безпосереднім зв'язком між транзисторами

Забезпечити всі указані вимоги до підсилювача акустичного пристрою може схема підсилювача рис. 4 із вхідним каскадом, представленим на рис. 5, б, що був розрахований за наведеною вище методикою. У якості підсилювального транзистору каскаду (рис. 5, б) застосований потужний високочастотний польовий транзистор типу 2П903В, що забезпечує в робочій точці крутість 30мА/В. Транзистори VT1, VT2, VT3 (рис. 5, б) утворюють каскадну схему, що дозволяє значно компенсувати збільшення ємності затвор-стік VT1 внаслідок ефекту Маллера. У якості VT2, VT3 добре себе зарекомендували транзистори типу 2П302ВМ. Розрахункові значення інших елементів наступні: $C_1 = C_2 = 1$ мкФ; $R_1 = 200$ кОм; $R_2 = 47$ кОм; $R_3 = 12$ кО; $R_4 = 50$ Ом; $R_5 = 220$ Ом; $U_{ж} = 20$ В.

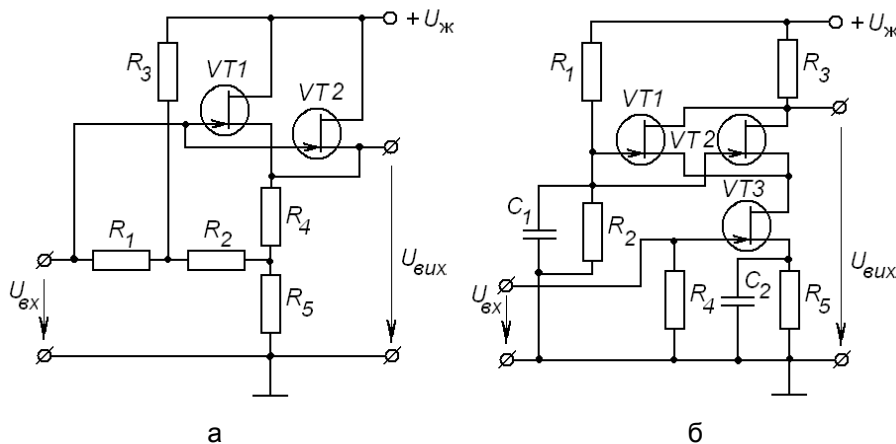


Рис. 5. Принципова схема поліпшеного вхідного каскаду підсилювача

Недоліком даної схеми є необхідність двох живлячих напруг: 20 В для живлення першого каскаду і 6...9 В для живлення наступних каскадів на біполярних транзисторах. Аналогічні параметри підсилювача були отримані за допомогою

схеми, виконаної тільки на польових транзисторах. В обох випадках коефіцієнт підсилення схеми за напругою склав 60 дБ, його температурна нестабільність у робочому діапазоні температур $-25...+45^{\circ}\text{C}$ не перевищує 1 дБ, споживана потужність – не більш 1 Вт, приведена до входу підсилювача власна середньоквадратична напруга шумів у діапазоні частот 0.02...2МГц не перевищує 1.5 мкВ із закороченим на землю входом, а з датчиком з п'єзокераміки ЦТС-19 не перевищує 2 мкВ, що відповідає розрахованому за формулою Найквіста $u_m^2 = 4\gamma TR_0 \Delta f$ значенню для теплового шуму п'єзоелектричного перетворювача (де Δf – ширина смуги пропускання підсилювача, Гц; γ – поправочний коефіцієнт; k – постійна Больцмана; R_0 – активний опір п'єзоелектричного перетворювача на антирезонансній частоті, Ом).

Високі вимірювальні характеристики спроектованого підсилювача дозволяють одержати практично гранично можливу чутливість, забезпечувану прийомним п'єзоелектричним перетворювачем, виконаним на основі п'єзокераміки ЦТС-19.

Необхідно відзначити важливість правильного розташування блоків акустичного пристрою в умовах залізничного рейкового шляху. Оскільки не завжди можливо установити прилад у безпосередній близькості від датчиків (п'єзоелектричних перетворювачів – випромінювача і приймача), то доцільно з погляду мінімізації витрат і власних шумів пристрою підсилювач акустичного пристрою розділити на дві частини. Такими частинами мають бути рознесені в просторі і з'єднані за допомогою коаксіального високочастотного кабелю малопотужний широкосмуговий попередній підсилювач і основний підсилювач з регульованою смугою пропускання і коефіцієнтом підсилення. У якості попереднього підсилювача може бути використано підсилювач, схема якого зображена на рис. 5, б, доповнена істоковим повторювачем, виконаним за схемою Уайта на польових транзисторах типу 2П302ВМ, для роботи на низький хвильовий опір коаксіального кабелю. Така схема компонування акустичного пристрою забезпечує необхідну чутливість і відношення сигнал-шум разом зі зручністю установки датчика, сполученого з попереднім підсилювачем і з'єданого за допомогою коаксіального кабелю з основним блоком пристрою, установленого на залізничному рейковому шляху.

Висновки

1. На підставі порівняльного аналізу розрахунків і лабораторних іспитів різних схем широкосмугових підсилювачів стосовно до завдання поліпшення вимірювальних характеристик акустичних пристроїв для діагностування залізничного рейкового шляху була обрана принципова схема попереднього підсилювача, що забезпечує необхідні вимірювальні характеристики пристрою в широкому діапазоні температур.
2. За допомогою обраної схеми отримана практично гранично можлива чутливість, що відповідає рівню теплового шуму прийомного п'єзоелектричного перетворювача.
3. Дано рекомендації з розміщення блоків акустичного пристрою на залізничному рейковому шляху.

Література

1. Степаненко И.П. Основы теории транзисторов. М., «Энергия», 1973. 605с.
2. Козинцева Л.П. Усилители на полевых транзисторах. М., «Связь», 1975. 96 с.

Кашканов А.А., Кужель В.П., Грисюк О.Г.

СТРУКТУРНА ІДЕНТИФІКАЦІЯ ДАЛЬНОСТІ ВИДИМОСТІ ДОРОЖНІХ ОБ'ЄКТІВ В СВІТЛІ АВТОМОБІЛЬНИХ ФАР

Побудована і проаналізована структурна схема факторів та графічні залежності, які визначають ефективність роботи фар і дальність видимості дорожніх об'єктів.
Рис. 5, дж. 3.

Постійно зростаюча кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП), особливо в нічний час, вимагає комплексних сучасних досліджень. Враховуючи, що найголовнішим показником ефективності автомобільних фар і інтегральною характеристикою процесу зорового сприйняття водія є дальність видимості дорожніх об'єктів, доцільно сконцентрувати увагу на факторах, що чинять вплив на дальність видимості та визначають швидкість і рівень безпеки руху в темну пору доби [1].

Дослідженню впливу зовнішніх факторів на зміну форми світлорозподілу фар (появі багатофокусності), видимості і безпеки руху присвячені фундаментальні роботи ряду вчених: Виноградової Г.С., Дьякова А.Б., Залуги З.Л., Канаєвої Т.В., Коноплянко В.І., Левітіна К.М., Рябчинського А.І., Шумова А.В., Яшковой-Ржакеїнської Є.П. та багатьох інших [2]. Інтенсивно проводяться дослідження експлуатаційних аспектів підвищення видимості при освітленні фарами.

Аналіз опублікованих праць показує, що ефективність систем освітлення досліджується лабораторними методами і дорожніми експериментами. При цьому особлива увага приділяється дальності видимості елементів дорожньої обстановки і засліпленості водіїв зустрічними транспортними засобами, оскільки ці параметри є загальними показниками, які характеризують ефективність і безпеку, що забезпечують фари.

В загальному випадку складність визначення видимості об'єктів і складність створення математичних моделей пояснюється тим, що при визначенні такого поняття як видимість, необхідно враховувати і пов'язувати між собою велику кількість якісних і кількісних показників: параметри, що характеризують об'єкт розрізнення, засліплювальну дію блискучих джерел, світлотехнічні параметри світлового приладу, рівень зорового сприйняття водія. Ще більш складним випадком є зустрічний роз'їзд автомобілів, оскільки видимість дороги і об'єктів на ній залежатиме й від сили світла фар зустрічного автомобіля.

Таким чином, для успішної побудови математичної моделі ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в світлі автомобільних фар необхідно розробити схему залежності видимості дорожніх об'єктів від факторів впливу і проаналізувати взаємозалежності між ними.

На працездатність фар впливає дві групи факторів: внутрішні, залежні від завантаження, технічного стану автомобіля і його підсистем, та зовнішні, обумовлені умовами навколишнього середовища (рис. 1). В математичному вигляді це можна представити так [1]:

$$S_v = f(\delta, \rho, J_{\alpha\beta}, \alpha, \beta, K_{\text{фак}}, B_a, \gamma, S). \quad (1)$$

Як видно зі схеми (рис. 1), внутрішні і зовнішні фактори можна розділити на дві самостійні підгрупи: "автомобіль – фари" і "водій – середовище".

Особливий інтерес становить аналіз зниження працездатності елементів світлової системи. Відомо, що напруга бортової мережі автомобіля може змінюватися в припустимих межах $\pm \Delta U$. В реальних умовах експлуатації фар сила світла визначається як функція багатьох змінних:

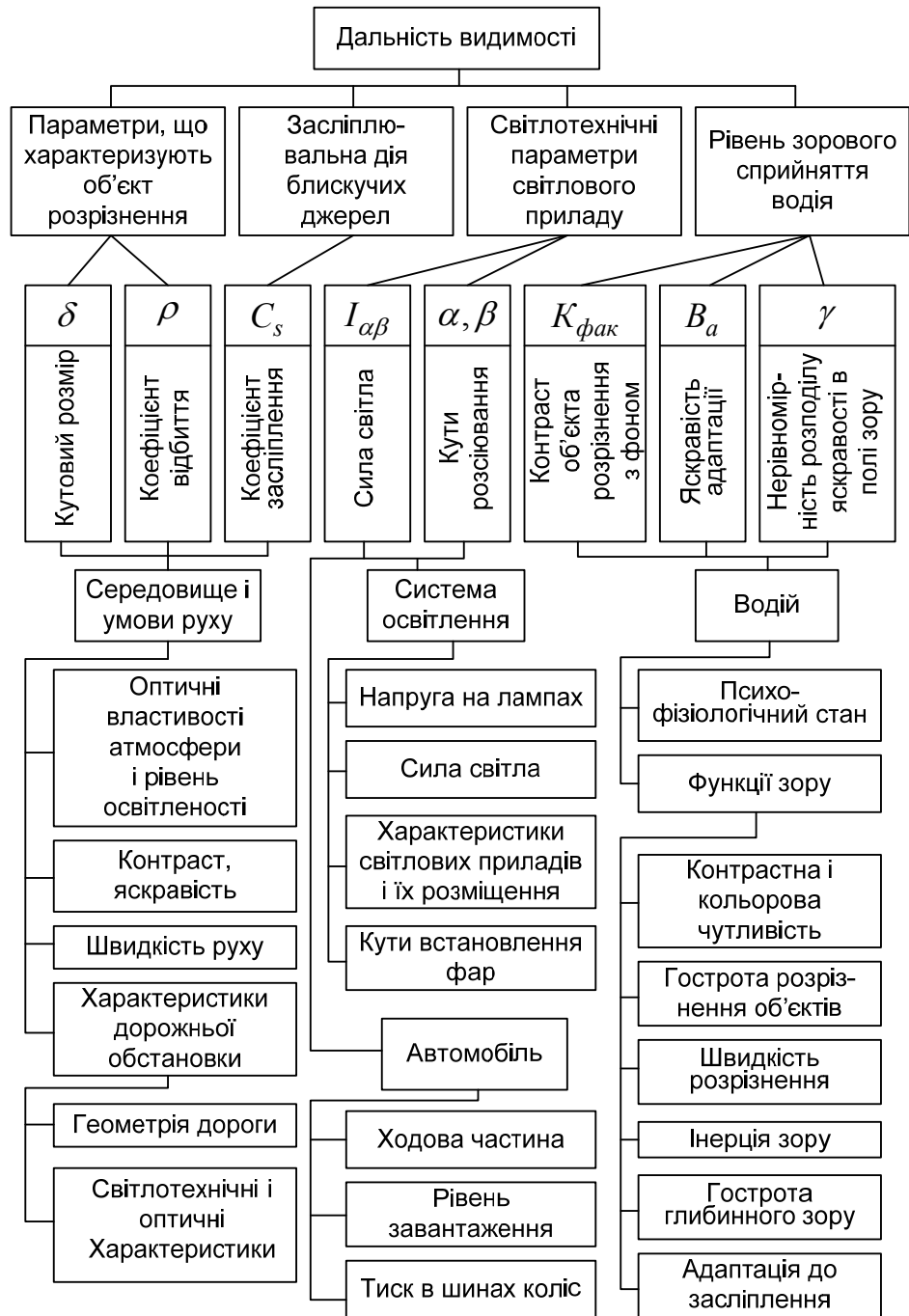


Рис. 1. Структурна схема якісних і кількісних показників впливу на дальність видимості

$$I_{\alpha\beta} = f(U_A, i_L, r_L, B_{Т.Н.}, K_{1...n}), \quad (2)$$

де $i_A = U_A / r_L$, $B_{Т.Н.}$ - яскравість тіла накаливання лампи, i_L, r_L - струм і опір лампи накаливання фари, U_A - напруга на затискачах фари, $K_{1...n}$ - коефіцієнт, що враховує втрати сили світла фари від потемніння колби лампи, дефектів і потускніння відбивача і розсіювача, збільшення опорів в елементах контактно-перемикаючої системи, зміни кута нахилу оптичного елемента фари й інших змін окремих систем автомобіля.

Принциповим є той факт, що в даний час оцінка системи освітлення з застосуванням коефіцієнта засліпленості (рис. 2, а) може бути лише порівняльною, бо для умов автомобільного освітлення значення коефіцієнта засліпленості фактично не обумовлені і не нормовані, а допустиме значення ($C_s = 1,15$) визначено на основі досліджень засліпленості від освітлювальних приладів вулиць. Експериментальні дослідження показали, що засліпленість проявляється в збільшенні часу розрізнення і, як наслідок, в скороченні відстані видимості дорожніх об'єктів, причому час розрізнення зростає в декілька разів, якщо яскравість адаптації менша $0,25 \text{ кд/м}^2$ [1].

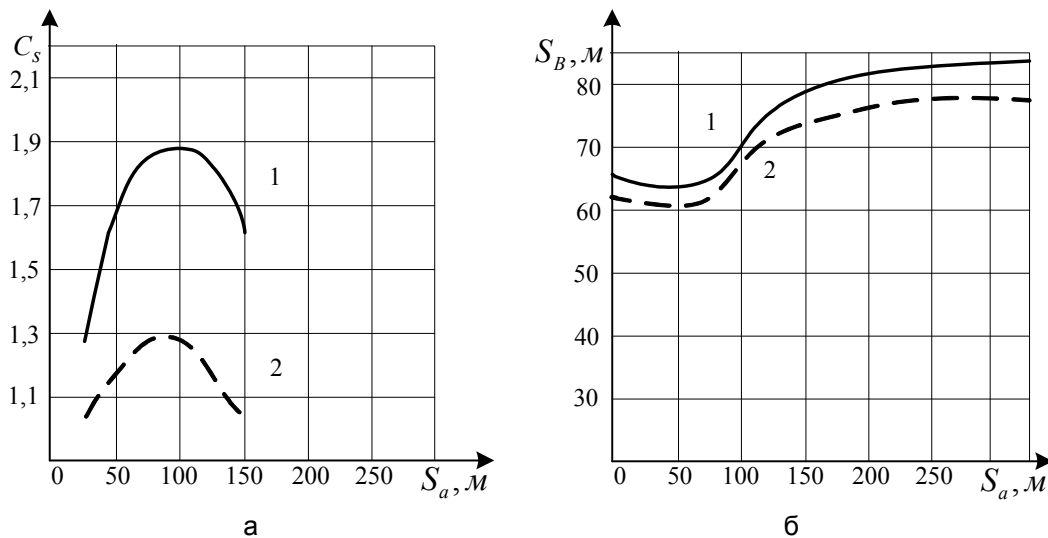


Рис. 2. а) - залежність коефіцієнту засліпленості C_s від відстані між зустрічними автомобілями S_a ; б) - залежність дальності видимості об'єкту S_B від відстані між зустрічними автомобілями S_a (1, 2 - американський і європейський світлорозподіли)

Проаналізувавши графічну залежність (рис. 2, б), слід зробити висновок, що з моменту зближення автомобілів на відстань 200-250 м під дією сліпучої блискучості фар починається процес скорочення дальності видимості об'єктів. На ділянці 0,2 км водії в тій чи іншій мірі втрачають видимість, при $S_a = 110$ м дальність видимості зменшується на 15%, при $S_a = 70$ м – на 23%. Подальше зближення автомобілів практично не впливає на зміну видимості [3].

Вплив критичної освітленості дорожнього об'єкта на відстань видимості до нього показано на рис. 3.

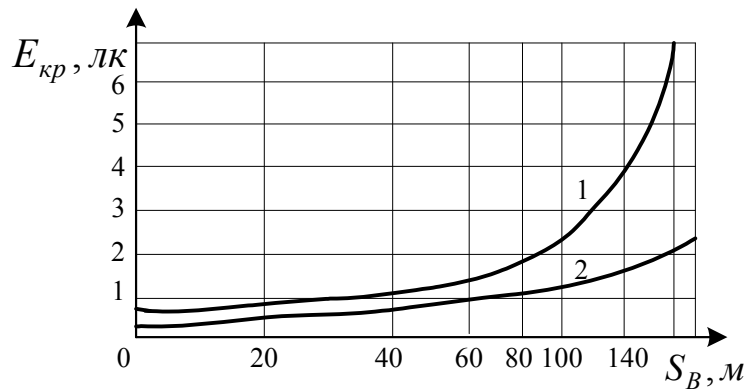


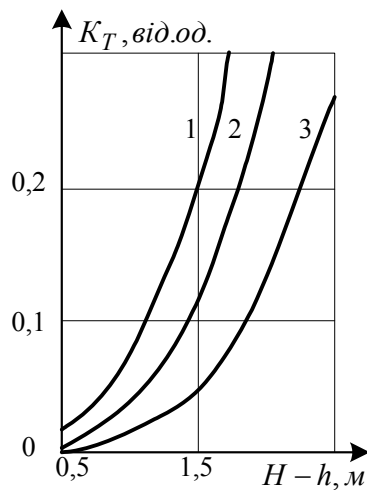
Рис. 3. Залежність критичної освітленості дорожнього об'єкта $E_{кр}$ від відстані до нього S_B :
1 - розрізнення тест-об'єктів з рухомого автомобіля, 2 - розрізнення пішоходів з нерухомого автомобіля.

За експериментальними даними визначено, що рівень $E_{кр}$ зростає зі збільшенням відстані до об'єкту (крива 1) не лінійно, а за формулою:

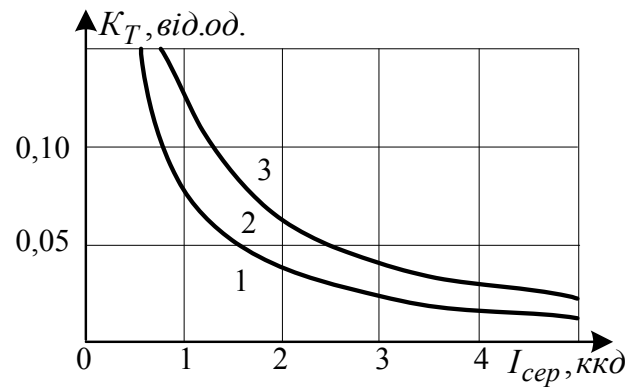
$$E_{кр} = 10^{\frac{S_B - 40}{170}} \quad (3)$$

Дальність видимості об'єкту тим більше, чим вище рівень вертикальної освітленості його поверхні:

$$S_B = 170 \lg E_{кр} + 40 \quad (4)$$



а



б

Рис. 4. а) залежність контрасту яскравості K_T від взаємного розташування фари і очей водія ($H-h$) при висоті очей водія H , м:

1-1,5; 2-2; 3-2,5; $I = 6$ ккд; $I_{сее} = 1$ ккд; $S_i = 20$ м; $S_m = 100$ м; $\alpha_0 = 3^\circ 26'$;

б) залежність контрасту яскравості K_T від середньої сили світла пучка фари $I_{сер}$, що випромінюється в напрямку вище об'єкту. Сила світла в напрямку об'єкту: 1 - $I_a = 2$ ккд; 2 -

$I_a = 6$ ккд; 3 - $I_a = 10$ ккд; $\rho_\beta = 0,1$; $\eta_{(90^\circ - \beta)} = 1$.

Розрахунки показали, що контраст об'єкту і видимість за умов недостатньої видимості суттєво залежать від відстані між висотою встановлення фар на автомобілі висотою очей водія. При довільному розташуванні очей водія над дорогою (рис. 4, а) залишається загальна закономірність: чим ближче до дороги встановлена фара, тим вище контраст об'єктів, які вона освітлює. Обробка розрахункових даних показує, що оптимальна висота встановлення фар $h \leq (0,3 \div 0,4)H$.

Проаналізувавши графічну залежність (рис. 4, б), можна дати такі рекомендації: для ефективного світлорозподілу доцільно йти шляхом пропорційного збільшення сили світла в пучці фари; слід максимально обмежувати випромінювання в напрямках вище максимальної сили світла.

Суттєво впливають на швидкість та рівень безпеки руху вночі такі показники як яскравість об'єкта, кут зору, дальність зосередження уваги (рис. 5).

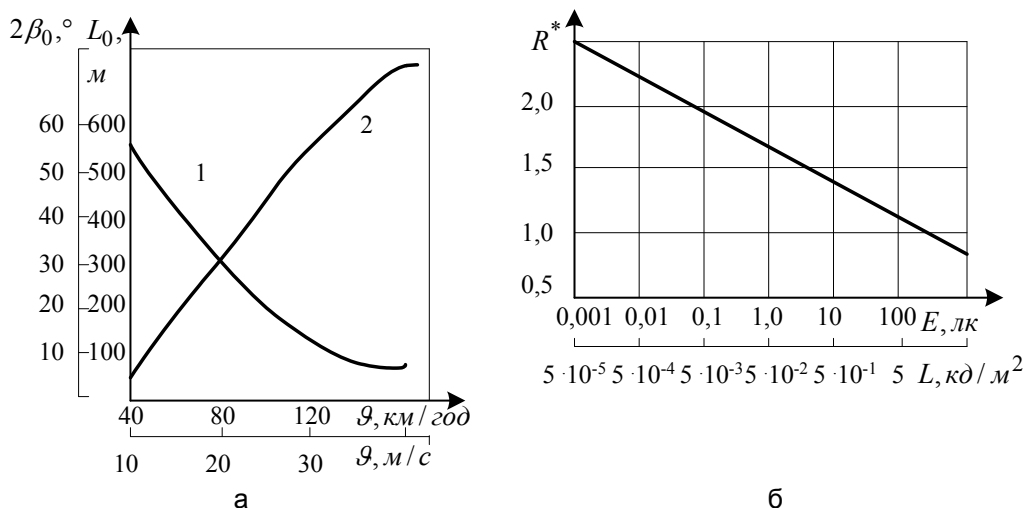


Рис. 5. а) залежність кута зору (1) і дальності зосередження уваги (2) водія від швидкості руху; б) вплив рівня освітленості і яскравості дороги на коефіцієнт аварійності R^* (відношення кількості ДТП вночі і вдень)

З аналізу факторів, які впливають на працездатність фар і відстань видимості, виходить, що в підсистемі «автомобіль-фара» визначальною є технічна справність систем автомобіля, враховуючи бортову мережу, ходову частину, тиск повітря в шинах коліс і рівень завантаження, а в системі «водій-середовище» – психофізіологічний стан водія та умови руху. Ці фактори характеризуються великою кількістю якісних та кількісних параметрів і можуть бути успішно враховані при побудові математичної моделі ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в світлі автомобільних фар на базі теорії нечітких множин, нейронних мереж та генетичних алгоритмів.

Література

1. Левитин К.М. Безопасность движения автомобилей в условиях ограниченной видимости, - 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1986. - 166 с.
2. Буняев Н.И. Разработка метода и средств диагностирования автомобильных фар: Дис... канд. тех. наук: 05.22.10 / Харьковский автомобильно-дорожный институт. - Харьков, 1989. – 195 с.
3. Вплив засліпленості водія на вибір безпечних режимів руху / А.А. Кашканов, В.П. Кужель // Вісник ВПІ. – 2003. – № 5. – С. 63–66.

Бобошко А.А.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЕЙ С НЕСКОЛЬКИМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ МОСТАМИ

Рассмотрено обеспечение максимальной поворотливости автомобиля за счет выбора рационального соотношения между средними углами поворота колес управляемых мостов. Ист. 3.

Одним из резервов повышения маневренности автотранспортных средств является увеличение числа управляемых колес. Для получения необходимого эффекта в данном случае нужно знать рациональное соотношение между средними углами поворота управляемых колес различных мостов. Решению указанной задачи на примере двухосного и трехосного автомобилей посвящено настоящее исследование.

В известных работах [1.2.] рассмотрен поворот автомобилей с несколькими управляемыми мостами. Показано влияние дополнительного управляемого моста на снижение сопротивления повороту и повышение поворотливости колесных машин. Однако в указанных работах [1.2] не даны рекомендации по выбору рационального соотношения между средними углами колес различных управляемых мостов.

Ранее нами доказано [3], что двухосные автомобили обладают наилучшей поворотливостью в случае, если проекция мгновенного центра поворота на продольную ось автомобиля находится на середине его продольной колесной базы. Эта проекция получила название «полюс поворота».

Целью исследования является обеспечение максимальной поворотливости автомобилей за счет выбора рационального соотношения между средними углами поворота колес управляемых мостов. Для достижений поставленной цели необходимо решить следующую задачу:

- определить рациональное соотношение между средними углами поворота колес переднего и заднего управляемых мостов двухосного автомобиля.

На рис. 1 представлена расчетная кинематическая схема поворота двухосного автомобиля с передним и задним управляемыми мостами:

Из рис. 1 определим:

$$R = (\overline{AH}) \operatorname{ctg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1) = (-\overline{DH}) \operatorname{ctg}(\overline{\alpha}_2 - \overline{\delta}_2), \quad (1)$$

Из выражения (1), учитывая, что $(\overline{DH}) = L - (\overline{AH})$, и определим

$$\frac{(\overline{AH})}{L} = \frac{\operatorname{ctg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{\operatorname{ctg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1) - \operatorname{ctg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)} = \frac{1}{1 - \frac{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)}}, \quad (2)$$

Автомобиль будет обладать наилучшей поворотливостью в случае

$$\frac{(\overline{AH})}{L} = 0,5. \quad (3)$$

Подставляя соотношение (3) в выражение (2) получим

$$\frac{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_2 + \overline{\delta}_2)}{\operatorname{tg}(\overline{\alpha}_1 - \overline{\delta}_1)} = -1. \quad (4)$$

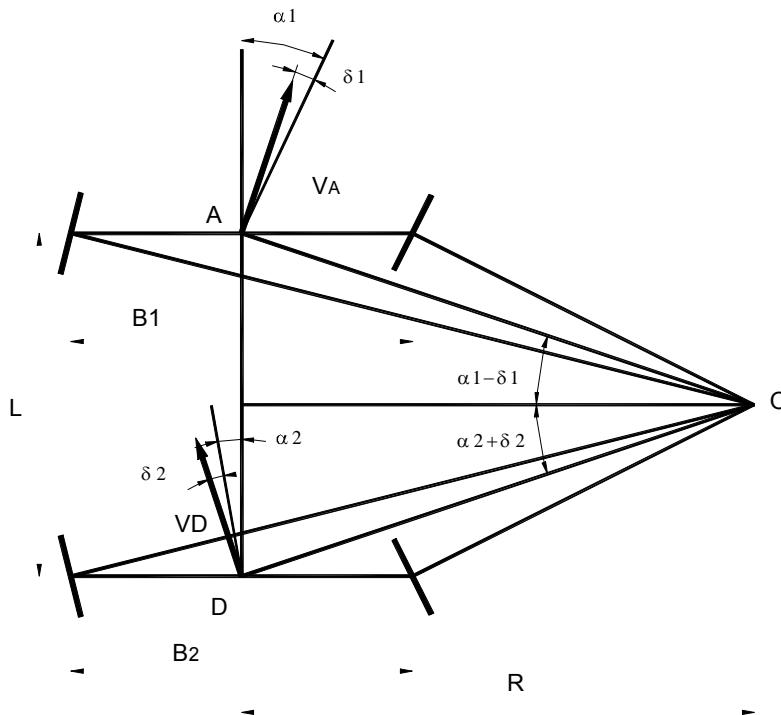


Рис. 1 Расчетная кинематическая схема поворота двухосного автомобиля с передним и задним управляемыми мостами: L – продольная колесная база автомобиля; $B_1; B_2$ – колея передних и задних колес; R – радиус поворота машины; $V_A; V_D$ – линейные скорости точек A, D середины передней и задней осей автомобиля; $\bar{\alpha}_1; \bar{\alpha}_2$ – средние углы поворота колес переднего и заднего управляемых мостов; $\bar{\delta}_1; \bar{\delta}_2$ – средние углы увода колес переднего и заднего мостов автомобиля (углы увода передней и задней осей).

Откуда получим рациональное соотношение между средними углами поворота передних и задних колес

$$\bar{\alpha}_2 = \bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2 - \bar{\alpha}_1, \quad (5)$$

Для абсолютно жестких колес $\bar{\delta}_1 = 0; \bar{\delta}_2 = 0$.

В этом случае должно выполняться следующее условие

$$\bar{\alpha}_2 = -\bar{\alpha}_1, \quad (6)$$

То есть средние углы поворота передних и задних колес должны быть равными по величине, но противоположными по знаку (направлению поворота)

Если мы стремимся к тому, чтобы полюс поворота совпал с центром масс автомобиля, то

$$\overline{(AH)} = a; \quad (7)$$

$$\overline{(DH)} = b; \quad (8)$$

где $a; b$ – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость

После подстановки соотношения (7) в выражение (2) получим

$$\frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha}_2 + \bar{\delta}_2)}{\operatorname{tg}(\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1)} = -\left(\frac{L}{a} - 1\right). \quad (9)$$

Откуда определим

$$\bar{\alpha}_2 = \operatorname{arctg}\left[\left(1 - \frac{L}{a}\right)\operatorname{tg}(\bar{\alpha}_1 - \bar{\delta}_1)\right] - \bar{\delta}_2. \quad (10)$$

Уровень развития автомобильной промышленности и элементной базы, используемой при конструировании автомобилей, позволяет на сегодняшний день производить измерение углов увода передней и задней осей машины, определять при помощи бортовых компьютеров требуемые углы поворота управляемых колес и осуществлять поворот колес на эти углы с помощью различных электромеханических устройств. Поэтому полученные соотношения между средними углами поворота передних и задних колес могут составить основу алгоритма рационального управления поворотом автомобиля.

Выводы. Полученные соотношения (5), (10) между средними углами поворота колес управляемых мостов позволяют создать рулевое управление, обеспечивающее максимальную поворотливость двухосного автомобиля.

Литература

1. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
3. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

А. Салам	магістрант механічного факультета GIK інститута, Пакистан GIKI, Tori 23460, NWFP, Pakistan
Андрюхіна О. С.	аспірант каф. "Двигуни і теплотехніка" НТУ, Київ, Україна
Артамонова Ю. В.	ст. преп. каф. «Транспортные технологии» АДИ ДонТУ, Донецк, Украина
Банников Н. Г.	к. т. н., проф., механический факультет GIK Институт, GIKI, Tori 23460, NWFP, Pakistan E-mail: bannikov@giki.edu.pk
Банько А. И.	асс. Каф. «Транспортные технологии», УНИ ТТ, ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Белов В.И.	ст. пр. кафедры СДТМ ХНАДУ, Харьков, Украина
Біліченко В. В.	к.т.н., доц., зав. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Бобошко А. А.	к.т.н., доц. каф. «Детали машин и теории механизмов машин» Харківський національний автомобільно – дорожний університет ХНАДУ, Україна
Богаєвський О. Б.	к.т.н., доц., каф. "Автомобільна електроніка" Харківський національ- ний автомобільно – дорожний університет ХНАДУ, Україна
Божидарник В. В.	д.т.н., проф., ректор, Луцкий Государственный технический универ- ситет, Луцк, Украина
Будниченко В. Б.	к.т.н., доц., НТУ, Київ, Україна
Варфоломеев В.Н.	д.т.н., проф. каф. «Системотехники и диагностики транспортных машин», ХНАДУ, Харьков, Украина
Варчук В. В.	ас. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Василенко Т.Е.	ст. преп. каф. «Транспортные технологии» АДИ ДонТУ, Донецк, Украина
Вдовиченко А. В.	ас. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Веремчук О. А.	ас. Рівненського державного технічного університету, Рівне, Украї- на
Верительник Е. А.	магістр, асс., Краснодарский факультет инженерии и менеджмента ВНУ им. В. Даля Луганск, Украина
Волков В. В.	асс. «Автомобильно-дорожный институт», ДНТУ, Украина
Волков В.П.	к.т.н., проф. кафедры «Автомобили», декан автомобильного фа- культета, ХНАДУ, Харьков, Украина
Волошина Н.А.	к.т.н., доц. каф. «Учет и экономический анализ», Днепропетровская государственная финансовая академия, Днепропетровск, Украина
Воронина И. Ф.	ассистент каф. "Автомобили" Горлівського автомобільно- дорожнього інституту ДНТУ, Горлівка, Украина
Войтенко В.П.	асистент каф. Фізики ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Гогайзель А. В.	к.т.н., профессор кафедры «Системотехники диагностики транс- портных машин», ХНАДУ, Харьков, Украина
Говорун А. Г.	к.т.н., доц., каф. "Двигуни і теплотехніка" НТУ, Київ, Україна
Говорущенко Н.Я.	д.т.н., проф. зав. кафедрой «Системотехники диагностики транс- портных машин», ХНАДУ, Харьков, Украина
Гончаров А.В.	аспірант каф. «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Грибиниченко М.В.	к.т.н. доц. каф. «Транспортные технологии», ВНУ им. В. Даля, Лу- ганск, Украина
Грисюк О. Г.	викладач Барського автодорожнього технікуму НТУ, м. Бар, Україна
Грищук А. К.	к.т.н., доц. каф. «Автомобили» НТУ, Киев, Украина
Губачева Л.А.	к.т.н., доц., кафедры «Прикладная механика», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Гуля С. Л.	аспірант каф. "Двигуни і теплотехніка" НТУ, Київ, Україна
Гусев А. П.	к.т.н., доц. Луцкий Государственный технический университет, Луцк, Украина

Гутаревич Ю. Ф.	д.т.н., проф., зав. каф. "Двигуни і теплотехніка" НТУ, Київ, Україна
Джавед Ахмед Чатха	PhD, декан, механический факультет, GIK Институт, GIKI, Topi 23460, NWFP, Pakistan
Дитрієва А. В.	ас. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Дуда Д. В.	магистр, асс., Краснодонский факультет инженерии и менеджмента ВНУ им. В. Даля Луганск, Украина
Дьяченко Г.В.	к.т.н., доц., кафедра «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Енглезі О. А.	ас. Донецького інституту автомобільного транспорту, Донецьк, Україна
Зав'ялова Л. І.	доц. Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка, Полтава, Украина
Заренбин В.Г.	д.т.н., проф., зав. кафедры «Эксплуатации и ремонта машин» ПГА строительства и архитектуры, Украина
Захаров В.П.	начальник Луганского областного автотранспортного управления, Луганск, Украина
Зелінський В. Й.	ас. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Зрелов В. И.	к.т.н., доцент кафедры СДТМ ХНАДУ, Харьков, Украина
Зубачик С.Л.	студ., каф. «Автомобили» ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Ильченко А.В.	к.т.н., доц. каф. "Автомобили и механика технических систем", ЖТГУ, Житомир, Украина
Кашканов А. А.	к.т.н., доц. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Кашканов В.А.	ассистент кафедры "Автомобили и транспортный менеджмент" Винницкого национального технического университета, Винница, Украина
Кичкин А.В.	директор ООО «Кверти», Луганск, Украина
Кичкина Е.И.	к.т.н., доцент кафедры «Транспортные технологии», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Колесникова Т.М.	асс. каф. «Эксплуатации и ремонта машин», Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Украина
Колодницкая Р. В.	к.т.н., доц. каф. "Автомобили и механика технических систем", ЖТГУ, Житомир, Украина
Комов П.Б	к.т.н., доц. «Автомобильно-дорожный институт», ДНТУ, Украина
Корпач А.А.	к.т.н., доцент кафедры «Двигатели и теплотехника», НТУ, Киев, Украина
Кравченко А.П.	к.т.н., доцент кафедры «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Крамар С.Н.	к.т.н., доц. кафедры. «Автомобили и двигатели» Донецкого института автомобильного транспорта, Донецк, Украина
Кужель В.П.	аспірант каф. "Автомобили и транспортный менеджмент" Винницкого национального технического университета, Винница, Украина
Кузнецов Р. М.	ассистент каф. "Автомобили" Луцкого государственного технического университета, Луцк, Украина
Куликов Ю.А.	д.т.н., проф., кафедры «Автомобили», зам. директора по науке, УНИ транспортных технологий ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Курьята В. П.	аспірант каф. "Автомобили и механика технических систем", ЖТГУ, Житомир, Украина
Левковский А. П.	к.т.н., доц. каф. "Производства, ремонта и материаловедения" НТУ, Киев, Украина
Литвиненко В. П.	к.т.н., доц., директор Транспортного колледжа Приазовского государственного технического университета
Лотиш В. В.	зав. кафедри автоматизованого управління виробничими процесами Луцького державного технічного університету, Луцк, Україна

М. Абид	ассистент профессор механического факультета GIK института, Пакистан GIKI, Topi 23460, NWFP, Pakistan
Марченко А. О.	студент АДІ ДонНТУ Горлівка, Україна
Матейчик В. П.	д.т.н., доц., проф. каф. "Двигуни і теплотехніка" НТУ, Київ, Україна
Мисковец С. В.	асс. Луцкий Государственный технический университет, Луцк, Украина
Мисюра Н. И.	преп. каф. "Пожарной и аварийно спасательной техники", Академия гражданской защиты Украины, Харьков, Украина
Мищенко Н.И.	д.т.н., проф., зав. каф. «Автомобили и двигатели» Донецкого института автомобильного транспорта, Донецк, Украина
Мухаммад Саид	магистрант, механический факультет, GIK Институт, GIKI, Topi 23460, NWFP, Pakistan
Нечаев Г.И.	д.т.н., проф., директор УНИ транспортных технологий, ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Нікульшин С. В.	к.т.н, доцент кафедры "Технічна експлуатація автомобілів" АДІ ДонНТУ, Горлівка, Україна
Нікульшина Т. М.	к.ф.н, доцент, завідувач кафедрою "Іноземні мови" АДІ ДонНТУ
Осенін Ю.І.	д.т.н., профессор, зав. каф. "Гидрогазодинамики", проректор по научной работе ВНУ им. В. Даля, Луганськ, Украина
Остренко А. Г.	аспирант, асс. Каф. МАШТ, Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина
Подригало М.А.	д. т. н., проф., зав. кафедрой «Технологии машиностроения и ремонта машин», ХНАДУ, Харьков, Украина
Поляков В.М.	к.т.н., доц., кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, Киев, Украина
Потаман Н.В.	аспирант каф. Транспортные технологии, ХНАДУ, Харьков, Украина
Пронин М.А.	аспирант каф. «ПТТ», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Пыхтя В.А.	аспирант каф. «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Рапацкий Ю. Л.	к.т.н., доц. Зам. декана факультета ТАМПТ Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина
Ревенко Д. В.	Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина
Романенко Н. В.	аспирант каф. «Промышленный транспорт» Приазовского государственного технического университета
Руденко Э. В.	асс. каф. «Транспортные технологии» АДІ ДонТУ, Донецк, Украина
Русин В. Б.	аспірант ЛДТУ, інженер відділу експлуатації, автотранспортне підприємство ВКФ „Віта-Авто”, Луцьк, Україна
Савенко В.Н.	ст. преп. каф. «Техническая эксплуатация автомобилей» Горловского автомобильно-дорожного института ДНТУ, Горловка, Украина
Сахно В.П.	д.т.н., проф., зав. каф. «Автомобили», НТУ, Киев, Украина
Севостьянов С. Н.	ас. каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Сёмин Ю. Г.	к.т.н., доцент кафедры «Транспортных технологий» ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Сердюк А.А.	д.т.н., проф., зав. каф. «Автомобили и автомобильное хозяйство», Национальный горный университет, Днепропетровск, Украина
Скальга Н.Н.	к.т.н., проф., кафедры автомобилей Луцкого государственного технического университета, Луцк, Украина
Скочук М. П.	к.е.н., доц., докторант НТУ, Київ, Україна
Сметана С.А.	к.т.н., доц. каф. «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Смирнов Є. В.	аспирант каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Старченко В.Н.	к.т.н., проф., зав. каф. «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Стельмашук В.В.	ст. преп. каф. "Автомобили" Луцкого государственного технического университета, Луцк, Украина.

Тарасов Ю. В.	аспирант кафедры «Технологии машиностроения и ремонта машин», ХНАДУ, Харьков, Украина
Тимков А.Н.	асс. каф. «Автомобили», Национальный транспортный университет, Харьков, Украина
Томачинский Ю.Н.	ст. каф. «Автомобили», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Тригуб А.С.	Луганское областное автотранспортное управление, Луганск, Украина
Тырловой С. И.	к.т.н., доцент, кафедра ДВС ВНУ им. В. Даля Луганск Украина
Турушин В.А.	к.т.н., доцент, кафедра «ПТТ», ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Федорченко В. В.	ассистент кафедры «Транспортных технологий» ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Фурманец Е. Л.	магистр кафедры «Транспортных технологий» ВНУ им. В. Даля, Луганск, Украина
Харченко А. О.	к.т.н., проф., декан факультета ТАМПТ Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина
Химченко А.В.	к.т.н., доц. каф. «Автомобили и двигатели» Донецкого института автомобильного транспорта, Донецк, Украина
Химмат Али	магистрант механического факультета GIK института, Пакистан GIKI, Topi 23460, NWFP, Pakistan
Цимбал С. В.	аспирант каф. «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького НТУ, Україна
Шарай С.М.	к.т.н., доц., кафедры «Транспортные системы та маркетинг», НТУ, Киев, Украина

СОКРАЩЕНИЯ

АДИ ДонНТУ	Автомобильно-дорожный институт Донецкого национального технического университета
ВНУ им. В. Даля	Востокукраинский национальный университет имени Владимира Даля
ЗНТУ	Запорожский национальный технический университет
ДНТУ	Донецкий национальный технический университет
КПИ	Киевский политехнический институт
КУЕТТ	Киевский университет экономики и технологий транспорта
ЛНАУ	Луганський національний аграрний університет
ЛПТИМ	Луганський проектно-технологічний інститут машинобудування
НТУ	Национальный технический университет
ПГТУ	Приазовський державний технічний університет
СевГТУ	Севастопольский государственный технический университет
ТАУ	Транспортная Академия Украины
ФГУП ВНИКИ МПС РФ	Федеральное государственное унитарное предприятие Всероссийский научно-исследовательский конструкторско-технологический институт тепловозов и путевых машин

ВІСНИК

Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля
№6 (88) 2005
науковий журнал

Відповідальний за випуск
Відповідальний секретар журналу
Літературний редактор
Технічний редактор
Коректор
Оригінал-макет

Куліков Ю.А.
Сметана С.О.
Андропова З.І.
Дроговоз Т.М.
Подова С.В.
Сметана С.О.

Підписано до друку 25.08.05 р.
Формат 70 x 108 1 / 16. Папір офсетний. Гарнітура Arial
Друк офсетний. Умов. друк. арк. . Обл. друк. арк. .
Наклад прим. Вид. № . Замовлення № . Ціна вільна.

Видавництво
Східноукраїнського національного
університету імені Володимира Даля
91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Надруковано з готових діапозитивів
в ТОВ "СЦ" "Чіп"
91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Адреса видавництва: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20 а,
Телефон 8 (0642) 41-22-25. Факс 8 (0642) 41-31-60.
E-mail: aandr@snu.edu.ua