

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Российская академия транспорта  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет»  
Автодорожный факультет

# **МОДЕРНИЗАЦИЯ И НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ**

Материалы  
международной научно-практической конференции,  
посвященной 200-й годовщине победы России  
в Отечественной войне 1812 г.

*г. Пермь, 26–28 апреля 2012 г.*

## **Том 1 МОДЕРНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ**

*Под редакцией профессора Б.С. Юшкова*

Издательство  
Пермского национального исследовательского  
политехнического университета

2012

Представлены труды научных работников, выступления которых проходили в рамках международной научно-практической конференции «Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе», состоявшейся 26–28 апреля 2012 года в Пермском национальном исследовательском политехническом университете. Конференция была посвящена 200-й годовщине победы России в Отечественной войне 1812 года.

Изложены результаты теоретических и практических исследований по актуальным вопросам – проектирования, эксплуатации, сервиса транспортно-технологических машин и комплексов; организации транспортных систем; технологии транспортных процессов и безопасности движения; городского строительства и защите окружающей среды.

Конференция проводилась в рамках четвертого направления развития ПНИПУ – «Урбанистика».

Предназначено для инженерно-технических и научных работников проектных, дорожно-строительных организаций и вузов, а также для студентов и аспирантов, обучающихся по направлениям «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», «Технология транспортных процессов», «Строительство» и «Техносферная безопасность».

**Редакционная коллегия:** канд. техн. наук, проф. *Б.С. Юшков* (отв. редактор); канд. техн. наук, доц. *Л.В. Янковский* (зам. отв. редактора); д-р техн. наук, проф. *А.В. Кочетков*; проректор, д-р техн. наук, проф. *В.Н. Коротаев*; проректор, д-р техн. наук, проф. *Н.В. Лобов*; д-р мед. наук, проф. *Я.И. Вайсман*; канд. техн. наук, проф. *Л.Б. Белоголов*; канд. техн. наук, доц. *Л.С. Щепетева*; канд. техн. наук, доц. *М.Ю. Петухов*; отв. секретарь *Т.И. Мальцева*.

#### ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

*В.Ю. Петров*, действ. чл. РАТ, президент ПНИПУ, д-р техн. наук, проф. – председатель конференции, г. Пермь; *Б.С. Юшков*, действ. чл. РАТ, декан АДФ ПНИПУ, канд. техн. наук, проф. – ученый секретарь конференции, г. Пермь; *А.Г. Галкин*, председатель УрО РАТ, ректор УрГУПС, д-р техн. наук, проф., г. Екатеринбург; *А.В. Кочетков*, председатель Поволжского отделения РАТ, д-р техн. наук, проф. ПНИПУ и СГТУ, начальник отдела РосдорНИИ, г. Москва; *Иссам Элиас Харик*, Ph.D, проф. Университета штата Кентукки, г. Лексингтон (США); *Джо Крабтри*, директор Кентуккского транспортного центра Университета штата Кентукки, г. Лексингтон (США); *Леннард Эльфгрэн*, Ph.D, проф. каф. железнодорожных мостов Технического университета, г. Лулео (Швеция); *Туоло Аакала*, руководитель проекта по литому асфальту АО «Лемминкяйнен» (Финляндия); *Г.П. Пастушков*, д-р техн. наук, проф. и ученый секретарь БНТУ, действ. чл. БГА и БАА, г. Минск (Беларусь); *Ж.Н. Кадыров*, д-р техн. наук, проф. КАДИ и КУПС, г. Алматы (Казахстан); *Е.Б. Угненко*, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, г. Харьков (Украина); *Р.Б. Гариров*, д-р техн. наук, действ. чл. РАТ, советник РААСН, действ. чл. Академии века им. Г.А. Алиева, ген. директор ЗАО НТЦ «Волгапромстройбезопасность» (Азербайджан); *А.Л. Кудрявцев*, зам. председателя Правительства Пермского края; *М.Р. Биматов*, президент Пермской торгово-промышленной палаты; *А.Н. Богомолов*, проректор по научной работе, д-р техн. наук, проф. ВолгГАСУ, чл. РОММГиФ, ISSMFE, IGS, советник РААСН, акад. РАЕ, г. Волгоград; *И.Г. Овчинников*, действ. чл. РАТ, МАН ВШ, ЖКРФ, АПКРФ, ASCE, IABSE, RILEM, д-р техн. наук, проф. СГТУ, г. Саратов; *Н.М. Филькин*, действ. чл. РАТ, д-р техн. наук, проф. ИГТУ, г. Ижевск; *А.В. Смирнов*, действ. чл. РАТ, д-р техн. наук, проф. ОГТУ, г. Омск; *Я.И. Вайсман*, действ. чл. РЭА, д-р мед. наук, проф. ПНИПУ, г. Пермь; *Л.М. Тимофеева*, действ. чл. РАТ, д-р техн. наук, проф. ПНИПУ, г. Пермь; *Р.Е. Гейзен*, действ. чл. РАТ, д-р техн. наук, проф. ПНИПУ, г. Пермь; *Н.А. Боговяленский*, ст. преподаватель каф. АДМ ПНИПУ – ответственный за оформление документов, прием, размещение и сопровождение иностранных участников, г. Пермь; *Л.В. Янковский*, зам. декана по науке АДФ ПНИПУ, канд. техн. наук, доц., г. Пермь – координатор конференции.

## СОДЕРЖАНИЕ

### РАЗДЕЛ 1.1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ

<i>М.С. Кульгильдинов, Р.А. Козбагаров, М.В. Таран</i> ПРОЦЕССЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН СО СРЕДОЙ.....	11
<i>В.Н. Катаргин, И.С. Писарев, С.В. Хмельницкий</i> МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ЗАДАЧАХ ОЦЕНКИ УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	21
<i>А.С. Щербаков, Е.В. Курилов, Я.В. Гааг</i> МЕТОД РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КОПАНИЮ ПОЛУСФЕРИЧЕСКИМ ОТВАЛОМ БУЛЬДОЗЕРА .....	30
<i>Е.В. Курилов</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОСОГО РЕЗАНИЯ ГРУНТА ДИСКОВЫМ НОЖОМ.....	38
<i>С.А. Зеньков, К.А. Игнатъев, С.Ю. Красавин, Э.И. Товмасын</i> ВЫЯВЛЕНИЕ МЕСТ УСТАНОВКИ ПРОТИВОАДГЕЗИОННЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ ПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА КОВША ЭКСКАВАТОРА .....	45
<i>С.Е. Козориз, Т.И. Третьякова</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА.....	50
<i>Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семёнов</i> О СНИЖЕНИИ ПЕРЕПАДОВ НОРМАЛЬНОЙ РЕАКЦИИ ПРИ КАЧЕНИИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ .....	59
<i>Р.Ю. Добрецов</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ГУСЕНИЦЫ.....	66
<i>С.В. Савельев, А.Г. Лашко</i> МЕТОДИКА ЭМПИРИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕОЛОГИИ АДАПТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДОРОЖНОГО КАТКА.....	72
<i>С.И. Вахрушев, С.В. Манн</i> МЕТОДИКА ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТРУКТУРНОГО ПОДХОДА ПРИ ИЗУЧЕНИИ ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.....	78

*Б.А. Мырзахметов, Ж.Н. Кадыров*

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЯ  
СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ НА ЕГО  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ..... 86

*Ю.П. Макушев, Д.С. Жингель*

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ И ИСПЫТАНИЯ АГРЕГАТОВ НАДДУВА ..... 93

*А.Н. Даренский*

СИСТЕМА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПУТИ ..... 103

*О.И. Чуркина*

АДАПТАЦИОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕЧЕНИЕМ В ПОГРАНИЧНОМ  
СЛОЕ В ЗАДАЧЕ СНИЖЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ..... 109

*О.И. Чуркина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБТЕКАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ  
МИКРОРИБЛЕТОВ В ЗАДАЧЕ УМЕНЬШЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО  
СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ..... 116

*Д.В. Сопегин, А.П. Ериков*

АНАЛИЗ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ ПРИ ФУНКЦИОНИРОВАНИИ  
ТРУБОПРОВОДНОГО СОЕДИНЕНИЯ «РАСТРУБ» ..... 124

*В.П. Сапцин, Б.Ф. Лаврентьев, С.О. Турецких*

РАЦИОНАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ КАМЕРЫ ТРАНСПОРТНОГО  
СУДОПОДЪЕМНИКА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ГРУЗОВ ..... 130

*Г.А. Гурьянов*

НЕКОТОРЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ОЧИСТИТЕЛЕЙ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ..... 140

*И.М. Громов, Л.В. Янковский, Г.Н. Волков*

ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ГНБ ..... 149

*А.И. Шаповалов, Е.А. Кравченко, А.Э. Радченко*

ПРОХОДИМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ГУСЕНИЧНОЙ  
СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ..... 159

*А.М. Жандарбекова*

ПРАКТИКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ  
ПОГРУЗЧИКОВ В ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКОЙ ОБЛАСТИ ..... 164

*А.И. Шаповалов, Е.А. Кравченко, А.Э. Радченко*

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ И УСТОЙЧИВОСТИ  
ГУСЕНИЧНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ В ГОРНЫХ  
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ..... 170

*Е.А. Кравченко, А.И. Шаповалов*

ПРОГРЕССИВНЫЙ СПОСОБ ПРОИЗВОДСТВА ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ  
ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ..... 174

<i>О.П. Водченко</i>	ЭКОНОМИЧНЫЙ АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ ADAPTIV ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ СУПЕРКОМПЛЕКСОВ.....	180
<i>Г.А. Гурьянов, М.В. Дудкин</i>	ВЫБОР СПОСОБА И РАЗРАБОТКА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ БОРЬБЫ С ЗИМНЕЙ СКОЛЬЗКОСТЬЮ НА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГАХ .....	190
<i>А.А. Карташов, А.И. Проскурин, Г.Н. Симакина, Н.В. Смирнов, В.В. Бизиков</i>	ПЕРЕРАБОТКА ШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	197
<i>А.В. Гвоздев, В.П. Расцупкин, В.В. Акимов, Р.Б. Баязитов</i>	ПОВЫШЕНИЕ СВОЙСТВ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ ДЛЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА.....	203
<i>В.П. Расцупкин, А.Д. Пивоваров, П.П. Маркин</i>	РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ НОВЫХ СОСТАВОВ АУСТЕНИТНЫХ СТАЛЕЙ.....	212
<i>К.П. Кулаев, Ю.Ф. Трапезников</i>	БЕСПЛАМЕННОЕ ГОРЕНИЕ ГАЗА НА ПОРИСТОЙ ПЛАСТИНЕ .....	217
<i>Ю.А. Кузьмин, Д.А. Тайхриб</i>	ВОССТАНОВЛЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ.....	224
<i>Д.И. Трошин, А.Ю. Прусов, Н.Е. Тарасова</i>	К ВОПРОСУ ОЧИСТКИ ДВОРОВ И ТРОТУАРОВ ОТ НАЛЕДИ .....	229
<b>РАЗДЕЛ 1.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА И ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ</b>		
<i>Б.А. Ахметов, Б.А. Мырзахметов, Ж.Н. Кадыров</i>	НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	237
<i>А.С. Поторочин, Н.М. Филькин</i>	РАЗРАБОТКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ .....	242
<i>А.Р. Имангулов, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров, А.С. Терехов</i>	МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА ТРОГАНИЯ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ .....	248
<i>С.И. Вахрушев, Б.В. Лядов</i>	ИЗУЧЕНИЕ ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТРУКТУРНОГО ПОДХОДА.....	258

<i>С.В. Тарасов, Н.М. Филькин</i>	
ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ НА РЕКУПЕРАЦИЮ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ.....	268
<i>А.С. Гуцин, Е.А. Морозов</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАНОНИЧЕСКОГО МЕТОДА ИНТЕГРИРОВАНИЯ В МОДЕЛИРОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ .....	275
<i>К.В. Белых, Н.М. Филькин</i>	
К ВОПРОСУ РАСЧЕТА МАХОВИЧНЫХ НАКОПИТЕЛЕЙ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ.....	283
<i>М.В. Маливанов, Р.Н. Хмелев</i>	
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	290
<i>Е.В. Поезжаева, П.В. Смолоногин</i>	
ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ В АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ.....	294
<i>К.С. Ившин, А.Р. Романов</i>	
СОВРЕМЕННЫЕ КОМПОНОВОЧНЫЕ ФАКТОРЫ В ЭРГНОМИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ГОРОДСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ .....	301
<i>М.А. Верняев, Н.М. Филькин, А.С. Терехов</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШАРОВОГО ШАРНИРА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ.....	307
<i>В.В. Мазур</i>	
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ БЕЗОПАСНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ .....	312
<i>В.А. Умняшкин, А.В. Полозов, К.С. Ившин</i>	
ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЭТАПЕ ДИЗАЙН-ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	320
<i>Ю.А. Ширинкина</i>	
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ 740.62-280 ПРИ РАБОТЕ НА НЕФТЯНОМ ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ И НА БИОДИЗЕЛЕ .....	325
<i>А.П. Вишневцев</i>	
МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ .....	329
<i>А.Н. Никитин, А.Ш. Хусаинов</i>	
ЭНЕРГОПОГЛОЩАЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ В КОНСТРУКЦИИ ЛОНЖЕРОНОВ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ .....	338

<i>Е.В. Свиридов, Р.Ю. Фёдоров</i>	
К ВОПРОСУ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ ШИН В КОНТАКТЕ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ .....	341
<i>Ю.П. Макушев, А.В. Филатов, Л.Ю. Михайлова</i>	
МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ ПО ИЗМЕНЕНИЮ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ В ФОРСУНКУ И ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ.....	347
<i>М.А. Лунегов</i>	
ТЕСТЕР ДЛЯ ПРОВЕРКИ ИСПРАВНОСТИ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ С ДАТЧИКОМ ХОЛЛА .....	355
<i>С.Н. Сушенцев, А.И. Иванов, С.Х. Гараев</i>	
СРЕДСТВА ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР .....	359
<i>С.В. Клеменов</i>	
ПРОБЛЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В МКПП С КОНУСНЫМИ ИНЕРЦИОННЫМИ СИНХРОНИЗАТОРАМИ .....	368
<i>А.Х. Машекенова</i>	
ОЦЕНКА СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТАДИИ ПРОИЗВОДСТВА .....	373
СОДЕРЖАНИЕ СБОРНИКОВ КОНФЕРЕНЦИИ .....	381

## **Уважаемые участники международной конференции!**



*«Урбанистика» – одно из приоритетных направлений развития нашего университета. В настоящее время перед страной стоит задача модернизации экономики. В связи с этим решение транспортной проблемы является особенно актуальным. Необходимо так развивать транспортный комплекс, чтобы при этом не ухудшалось качество жизни населения. Нужны новые нестандартные решения в организации транспортных потоков урбанизированных территорий и центров.*

*В последние годы университетом приобретено уникальное научное оборудование и прикладное программное обеспечение, расширен доступ к информационным ресурсам, отработаны современные технологии управления масштабными проектами и программами. В Пермском крае эффективно работают крупные промышленные предприятия транспортного и дорожно-строительного профиля, академические и отраслевые научные институты, проектные организации и конструкторские бюро, с которыми у ПНИПУ налажены тесные научно-образовательные и производственные связи.*

*Приглашаю вас присоединиться к этому научно-техническому сотрудничеству и внести свой вклад в решение общей задачи модернизации транспортного комплекса.*

*В эпоху модернизации и инноваций университет осуществляет подготовку нового поколения специалистов, формирует прогрессивное мировоззрение, общечеловеческие и профессиональные ценности, позволяющие выпускникам интегрироваться в экономическую жизнь России и мирового сообщества.*

*Желаю вам плодотворной и интересной работы на благо развития международного научно-технического сотрудничества!*

**Василий Юрьевич Петров,  
президент ПНИПУ, профессор, д-р техн. наук,**



**Раздел 1.1**

**НАЗЕМНЫЕ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
КОМПЛЕКСЫ**



# ПРОЦЕССЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН СО СРЕДОЙ

**М.С. Кульгильдинов, Р.А. Козбагаров, М.В. Таран**

Казахская академия транспорта и коммуникаций  
им. М. Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан

*Приведена классификация взаимодействий элементов рабочих органов землеройных машин с липкой средой, а также модель активного взаимодействия рабочих органов липкими породами при отсутствии уплотненного ядра.*

***Ключевые слова:** адгезия, деформация, трения, износ, липкость, скольжения.*

Совершенствование использования машин, разработка нормативной базы и рекомендаций по модернизации оборудования зависят от глубины познания особенностей взаимодействия рабочих органов машин для земляных работ (экскаватор, бульдозер, скрепер, автогрейдер) и обрабатываемого материала в зоне контакта. Взаимодействия различных по конструкции и назначению рабочих органов со средой с учетом их параметров и свойств материала – основа расчетного определения возникающих сопротивлений, необходимых при проектировании и совершенствовании машин и механизмов. Изучение сути происходящих при этом процессов позволяет определить составляющие общего сопротивления, проверить на практике теоретические положения, выявить влияние отдельных свойств материала и конструктивных параметров рабочего органа на взаимодействие в целом.

Накоплен большой опыт по использованию различных средств и способов, позволяющих проникнуть в суть процесса взаимодействия рабочих органов с материалом. Регистрацию перемещений частиц материала относительно массива и органа, передающего нагрузку, а также развития процессов в целом широко используют при исследованиях резания грунтов различными рабочими органами обработки металлов давлением, движения тел различной конфигурации в жидкостях и газах, перемещения частиц материалов в процессе обогащения и др. Анализ проведенных исследований позволяет выявить процессы, протекающие при взаимодействии рабочих органов и тел различной конфигурации со средой.

При выполнении технологических операций разработки, транспортирования, переработки различных материалов достижение поставленной цели

осуществляется в результате воздействий рабочих органов. Известны различные способы разрушения материальной среды, например для грунтов: механический (силовое воздействие инструмента); гидравлический (разрыв струей воды или всасывание со дна водоема вместе с водой); взрывной (разрушение давлением газов при воспламенении взрывчатых веществ); физический (воздействие ультразвука, тока высокой частоты, температуры); химический (перевод грунта в жидкое или газообразное состояние); комбинированный (сочетание взрывного или физического с механическим, электрогидравлический, пневматический, термомеханический). На грунт может воздействовать твердое тело (рабочий орган), жидкость или газ при статическом, динамическом (ударном), вибрационном или физико-механическом воздействии. Таким образом, воздействие инструмента на обрабатываемую среду может осуществляться непосредственно рабочим органом, а также через рабочее тело (вода, газ) или физическое поле, т.е. опосредованно. Наиболее распространено непосредственное воздействие рабочего органа на обрабатываемую среду.

При изучении взаимодействия рабочих органов с материалами используют различные способы и средства. Регистрацию перемещений частиц материала относительно массива и элементов рабочего органа, передающего внешнюю нагрузку, а также развитие процесса в целом широко применяют в исследованиях [1; 2; 3].

Процессы взаимодействия рабочего органа со средой или среды с рабочим органом могут протекать без взаимного перемещения (скольжения) или со скольжением. При этом источник силового воздействия может действовать на объект непосредственно или через агента (рабочее тело, физическое поле), т.е. опосредованно. В связи с изложенным, представляется возможным выделить однотипные элементарные взаимодействия рабочего органа со средой или среды с рабочим органом, объединить их в группы по общности конечных результатов и обосновать наиболее эффективные направления по совершенствованию и созданию средств механизации и технологических процессов на основе анализа процессов взаимодействия.

Взаимодействие рабочего органа с материальной средой представляет собой совокупность взаимодействий его элементов. Анализируя рассмотренные ранее процессы взаимодействия, можно выделить из действующей совокупности следующие основные элементарные взаимодействия элементов рабочих органов: пассивное, активное и опосредованное (рис. 1).

Пассивное взаимодействие – это воздействие в основном силы тяжести материальной среды на элемент рабочего органа. Оно препятствует перемещению материала по поверхности элемента рабочего органа и может осуществляться как с перемещением, так и без него. Соппротивление при пассивном взаимодействии проявляется на границе раздела среда – рабочий орган и определяется прочностью возникающих при этом сил сцепления, фрикционными свойствами контактирующих тел.

<i>Взаимодействие рабочих органов с липкой средой</i>						
<i>Совокупность взаимодействий элементов рабочего органа (ЭРО)</i>						
<i>Результат взаимодействия</i>	<i>Активное взаимодействие (АВ)</i>		<i>Пассивное взаимодействие (ПВ)</i>		<i>Опосредованное взаимодействие (ОВ)</i>	
	<i>АВ со сдвигом</i>	<i>АВ без сдвига</i>	<i>ПВ со сдвигом</i>	<i>ПВ без сдвига</i>	<i>ОВ со сдвигом</i>	<i>ОВ без сдвига</i>
<i>Подвод энергии через ЭРО</i>	+	+	-	-	+(-)	+(-)
<i>Взаимодействие силой тяжести материала</i>	-	-	+	+	+(-)	+(-)
<i>Адгезия материала к ЭРО</i>	+	+	+	+	-	-
<i>Деформация сжатия</i>	+	+	+	+	+	+
<i>Деформация растяжения</i>	+	+	+	+	+	+
<i>Деформация сдвига</i>	+	-	+	-	+	-
<i>Трение материала по материалу</i>	+	-	+	-	+	-
<i>Трение материала по поверхности рабочего органа</i>	+	-	+	-	-	-
<i>Трение рабочего органа по массиву материала</i>	+	-	+	-	-	-
<i>Износ рабочего органа материалом</i>	+	-	+	-	-	-
<i>Предельное равновесие массива материала</i>	+	+	-	-	+(-)	+(-)

Рис. 1. Классификация взаимодействий элементов рабочих органов с липкой средой

Активное взаимодействие – это воздействие элемента рабочего органа с внешним подводом механической энергии на материальную среду, в результате которого в ней возникают различные деформации, а на границе раздела – явления трения, адгезии и др. Активное взаимодействие препятствует перемещению рабочего органа, оно может протекать с его перемещением в массив материальной среды или без такового. Сопротивление при активном взаимодействии обусловлено свойствами грунта и определяется сопротивлениями внутри массива материала и на поверхности воздействующего элемента. При взаимодействии без перемещения скорость воздействующего элемента равна нулю и оно характеризуется устойчивостью массива грунта при длительном воздействии нагрузки.

Опосредованное взаимодействие – это разновидность активного или пассивного взаимодействия, когда прямой контакт рабочего органа и среды исключен, а воздействие элемента рабочего органа или среды осуществляется через какое-либо рабочее тело (газообразное, жидкое, порошкообразное,

твердое) или физическое поле (тепловое, магнитное, электростатическое, вибрационное). И в этих случаях опосредованное взаимодействие может осуществляться без скольжения, когда нет взаимного перемещения относительно рабочего тела и силовых линий физического поля, и со скольжением. Сопротивление при опосредованном взаимодействии определяется теми же факторами, как и при активном и пассивном взаимодействии, но его величину можно изменять воздействием физических полей на проявление свойств среды или вводом рабочего тела в зону контакта, что повысит эффективность используемого оборудования.

Взаимодействие рабочих органов различной конструкции и среды представляет собой ту или иную совокупность (сумму) выделенных элементарных взаимодействий элементов рабочего органа. Суммарное сопротивление определяется величиной действующих элементарных взаимодействий, поэтому, снижая долю наиболее энергоемких, активно воздействуя на их сумму, заменяя одно другим, можно оптимизировать параметры технологических процессов и рабочих органов и повысить их работоспособность. В общем виде суммарное сопротивление может быть представлено как

$$W = K_c^a A_c + K^a A + K_c^п П_c + K^п П + K_c^o O_c + K^o O, \quad (1)$$

при этом

$$K_c^a + K^a + K_c^п + K^п + K_c^o + K^o = 1,$$

где  $K_c^a, K^a$  – доля участия в общей совокупности активного взаимодействия соответственно со сдвигом и без сдвига;  $K_c^п, K^п$  – то же для пассивного взаимодействия;  $K_c^o, K^o$  – то же для опосредованного взаимодействия;  $A_c, A$  – сопротивление при активном взаимодействии соответственно со сдвигом и без сдвига;  $П_c, П$  – то же при пассивном взаимодействии;  $O_c, O$  – то же, при опосредованном взаимодействии.

Рассмотрим процессы взаимодействия рабочих органов отвального типа с липкими грунтами при их разработке и транспортировании. Рабочий орган имеет следующую совокупность элементарных воздействий: активное взаимодействие со сдвигом лезвия ножа с материалом (ЛН), пассивное взаимодействие со сдвигом породы боковых граней ножа (БГ), призмы волочения с поверхностью массива (ПВ) и срезаемой стружки с отвальной поверхностью рабочего органа (СП) и призмой волочения (СВ).

После окончания набора материала и выглубления отвала взаимодействие грунта с боковыми гранями исчезает, а стружка с отвальной поверхностью и призмой волочения переходит во взаимодействие без сдвига. Сопротивление отвального органа

$$W_o = (K_c^a A_c)_{\text{ЛН}} + (K_c^П П_c)_{\text{БГ+ПВ+СП+СВ}} \quad (2)$$

или при замене взаимодействия на отвальной поверхности на опосредованное

$$W_o = (K_c^a A_c)_{\text{ЛН}} + (K_c^П П_c)_{\text{БГ+ПВ+СВ}} + (K_c^o O_c)_{\text{СП}} ; \\ (K_c^П П_c)_{\text{СП}} \cdot (K_c^o O_c)_{\text{СП}} .$$

Таким образом, предложенная совокупность элементарных взаимодействий элементов рабочих органов с материальной средой позволяет описать процесс суммарного взаимодействия средств механизации с липкими материалами при их разработке, транспортировании и использовании. Для каждой конструкции рабочего органа и, соответственно, машины или оборудования в суммарном взаимодействии характерен тот или иной тип элементарного взаимодействия со средой.

Далее рассмотрим модель активного взаимодействия рабочих органов липкими породами при отсутствии уплотненного ядра.

Наиболее распространенные рабочие органы землеройных машин, предназначенных для разработки и перемещения грунта, – отвальные и ковшовые, поэтому взаимодействие их с грунтом исследовано наиболее полно. В.И. Балловнев [1] выделяет три зоны при взаимодействии отвала бульдозера с грунтом: формирования стружки у режущей кромки; движения пласта по отвалу и зону разрыхленного материала, образующую призму волочения. При наборе грунта в ковшовый орган на завершающем этапе также выделяются три характерные зоны: отделения грунта от массива и формирования пласта; движения пласта (части грунта) внутри ковша и зона неподвижных участков внутри ковша. Кроме того, Ю.А. Ветров [2] учитывает зону разрушения материала в боковых расширениях прорези.

Липкость почвогрунтов и мероприятия по ее снижению изучены Р.П. Заднепровским [4]. Основными методами снижения адгезии влажных грунтов являются:

- создание на границе грунт – рабочий орган пограничного слоя из полиэтилена, эпоксидных композиций, резины, органических смазок, водных прослоек при электроосмосе, снижающих силы прилипания в 1,2–5 раз и повышающих производительность машин на 10–40 %;
- внешние воздействия вибрацией звуковой частоты, ультразвуком, магнитным полем, а также нагрев поверхностей рабочих органов;
- комбинированные методы;
- конструктивно-технологические мероприятия, включающие уменьшение площади контакта, снижение времени контакта за счет увеличения скорости перемещения рабочих органов.

Работоспособность и эффективность средств механизации определяются особенностями взаимодействий рабочих органов с липкими породами. Совершенствование оборудования возможно на основе количественной и каче-

ственной оценки процессов взаимодействия, которые осложняются липкостью породы. Необходимо установить характерные типы взаимодействий элементов рабочих органов, действующих в общей совокупности взаимодействия рабочего органа в целом.

Величина липкости материалов характеризуется силой отрыва, отнесенной на единицу площади, работой отрыва и временем, необходимым для нарушения связи между контактирующими материалами при действии постоянной нагрузки. Часто липкость характеризуют минимальной силой, необходимой для отрыва. Эту величину называют адгезионной прочностью, адгезионным давлением (напряжением), давлением прилипания или удельным прилипанием.

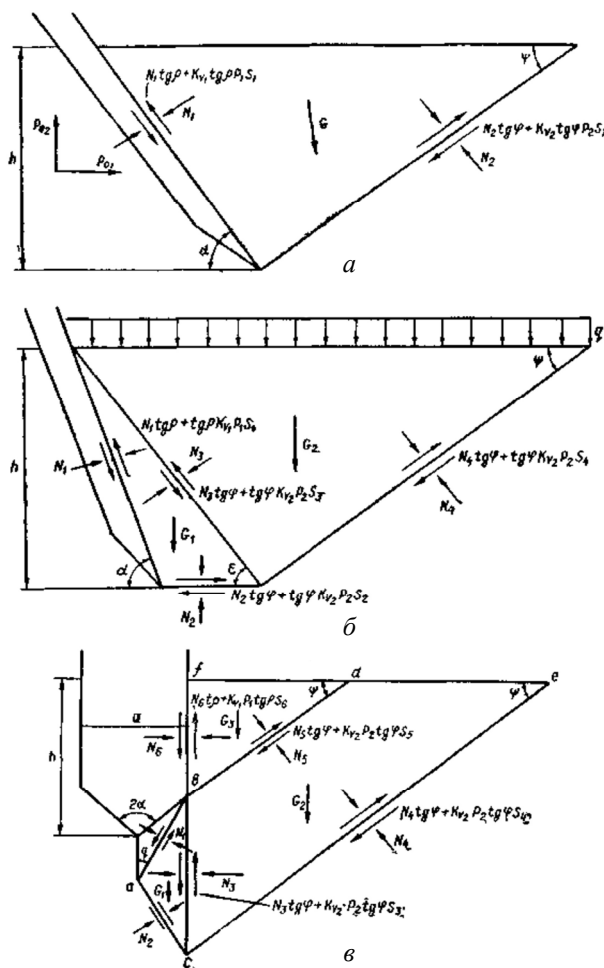


Рис. 2. Физическая модель активного взаимодействия: *a* – при отсутствии уплотненного ядра; *б* – при наличии его; *в* – при нормальном воздействии рабочего органа на массив породы



Поскольку при разрушении контакта двух тел происходит чаще всего адгезионно-когезионный разрыв связи, то, по-видимому, при характеристике слипания поверхностей двух разнородных материалов следует употреблять термин «прилипание». Природа его окончательно не выявлена, но известно несколько теорий, объясняющих физико-химическую сущность адгезионных явлений: адсорбционная, электрическая, диффузионная, химическая и др.

Математическая модель активного взаимодействия может быть получена на основе рассмотрения двух возможных перемещений или воздействий элементов рабочих органов на материал: касательного и нормального к поверхности липкой породы. Первая схема реализуется при перемещении рабочих органов бульдозера, экскаватора, погрузчика, скребкового конвейера; вторая – при внедрении рабочих органов экскаватора, бульдозера, воздействия их ходовых частей, штампов на массив породы. В зависимости от угла воздействия или заострения рабочего органа каждая схема может быть двух видов, которые отличаются наличием или отсутствием уплотненного ядра, дополняющего рабочий орган.

Влияние скорости перемещения для любой схемы взаимодействия на возникающие сопротивления проявляется по поверхностям скольжения и рабочего органа. Этот показатель учитывают так же, как и при пассивном взаимодействии, называя коэффициентом влияния скорости.

Для модели активного взаимодействия может быть принят за основу метод поэлементного расчета сопротивлений. При этом необходимо принять следующие допущения:

призмы материала, ограниченные плоскостями скольжения, при взаимодействии не подвергаются уплотнению, а являются как бы «затвердевшими телами»;

плоскости скольжения имеют прямую форму и выходят на свободную поверхность под углом, равным  $\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$ , где  $\varphi$  – угол внутреннего трения липкой породы.

Рассмотрим схему активного взаимодействия при касательном перемещении рабочего органа и угле его наклона меньше  $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$ , т.е. когда уплотненное ядро отсутствует (рис. 2, а, б, в). Согласно методу поэлементного расчета сопротивления В.Н. Стогова, искомое сопротивление может быть найдено путем последовательного рассмотрения условий равновесия призм материала, ограниченных поверхностями скольжения.

С учетом сцепления материала и скорости сдвига по поверхностям скольжения математическая модель процесса может быть получена при решении системы уравнений подвижного равновесия:

$$\begin{aligned}
\sum x &= N_1 \sin \alpha + (N \operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \rho \cdot K_{v1} p_1 S_1) \cos \alpha - N_2 \sin \psi - \\
&\quad - (N_2 \operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varphi \cdot K_{v2} p_2 S_2) \cos \psi = 0; \\
\sum y &= N_1 \cos \alpha - (N_1 \operatorname{tg} \rho + \operatorname{tg} \rho \cdot K_{v1} p_1 S_1) \sin \alpha + N_2 \cos \psi - \\
&\quad - (N_2 \operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varphi \cdot K_{v2} p_2 S_2) \sin \psi - G = 0,
\end{aligned} \tag{3}$$

где  $N_1$  – сила нормального давления на лобовую поверхность рабочего органа;  $N_2$  – нормальная сила, действующая на поверхности скольжения материала;  $\alpha, \psi, \rho, \varphi$  – углы соответственно наклона (резания) рабочего органа, наклона плоскости скольжения, внешнего трения, внутреннего трения;  $p_1$  – удельное прилипание;  $p_2$  – сцепление;  $K_{v1}$  и  $K_{v2}$  – коэффициенты влияния скорости на показатели липкости и сцепления;  $G$  – сила тяжести материала, ограниченного поверхностями скольжения;  $S_1$  и  $S_2$  – площади плоскостей скольжения.

При глубине резания  $h$ , ширине рабочего органа  $b$  и плотности материала  $\gamma$  сила тяжести материала, ограниченного плоскостями скольжения, может быть определена по формуле

$$G = \frac{1}{2} \gamma b h^2 (\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \varphi) = \frac{1}{2} \gamma b h^2 \frac{\sin(\alpha + \psi)}{\sin \alpha \sin \psi}. \tag{4}$$

Площади поверхностей скольжения по поверхности рабочего органа и внутри материала будут соответственно

$$S_1 = \frac{hb}{\sin \alpha}; \quad S_2 = \frac{hb}{\sin \psi}.$$

Систему уравнений (3) переписываем в виде

$$\begin{aligned}
N_1 \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos \rho} - N_2 \frac{\sin(\psi + \varphi)}{\cos \varphi} &= K_{v1} p_1 S_1 \operatorname{tg} \rho \cos \alpha + K_{v2} p_2 S_2 \operatorname{tg} \varphi \cos \psi, \\
N_1 \frac{\cos(\alpha + \rho)}{\cos \rho} + N_2 \frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos \varphi} &= K_{v1} p_1 S_1 \operatorname{tg} \rho \sin \alpha + K_{v2} p_2 S_2 \operatorname{tg} \varphi \sin \psi.
\end{aligned} \tag{5}$$

Решим систему (5). Для этого исключим  $N_2$ , умножив первое уравнение на  $\cos(\varphi + \psi)$ , а второе – на  $\sin(\varphi + \psi)$ , и почленно сложим. В результате получим

$$\begin{aligned}
N_1 &= \frac{\sin(\alpha + \rho)\cos(\varphi + \psi) + \cos(\alpha + \rho)\sin(\varphi + \psi)}{\cos\rho} = \\
&= K_{v1}p_1S_1\operatorname{tg}\rho[\sin\alpha\sin(\alpha + \psi) - \cos\alpha\cos(\varphi + \psi)] + \\
&+ K_{v2}p_2S_2\operatorname{tg}(\varphi + \psi) + \cos(\psi + \varphi) + G\sin(\psi + \varphi)
\end{aligned} \tag{6}$$

или

$$\begin{aligned}
N_1 &= \frac{\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}{\cos\rho} = -K_{v1}p_1S_1\operatorname{tg}\rho\cos(\alpha + \varphi + \psi) + \\
&+ K_{v2}p_2S_2\sin\varphi + G\sin(\psi + \varphi).
\end{aligned} \tag{7}$$

Отсюда величина

$$N_1 = \frac{-K_{v1}p_1S_1\sin\rho\cos(\varphi + \alpha + \psi) + K_{v2}p_2S_2\sin\varphi\cos\rho + G\sin(\psi + \varphi)\cos\rho}{\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}. \tag{8}$$

Сопротивление  $P_{01}$  в направлении движения рабочего органа находится как сумма проекций сил  $N_1$  и  $N_1\operatorname{tg}\rho + K_{v1}p_1S_1\operatorname{tg}\rho$  на это направление:

$$\begin{aligned}
P_{01} &= N_1\frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos\rho} + K_{v1}p_1S_1\operatorname{tg}\rho\cos\alpha = \\
&= \frac{K_{v1}p_1S_1\sin\rho\sin(\varphi + \psi) + K_{v2}p_2S_2\sin(\alpha + \rho) + G\sin(\varphi + \psi)\sin(\alpha + \rho)}{\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}.
\end{aligned} \tag{9}$$

Подставляя значения  $S_1$ ,  $S_2$  и  $G$ , получаем

$$\begin{aligned}
P_{01} &= \frac{hb[K_{v1}p_1S_1\sin\rho\sin(\varphi + \psi) + K_{v2}p_2S_2\sin\varphi\sin\alpha\sin(\alpha + \rho)]}{\sin\alpha\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)} + \\
&+ \frac{\frac{\gamma h}{2}\sin(\alpha + \psi)\sin(\varphi + \psi)\sin(\alpha + \rho)}{\sin\alpha\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}.
\end{aligned}$$

Перепишем выражение для расчета сопротивления в следующем виде:

$$P_{01} = hb\left(\frac{\gamma h}{2}a_1 + K_{v1}p_1a_2 + K_{v2}p_2a_3\right), \tag{10}$$

где

$$\begin{aligned}
a_1 &= \frac{\sin(\alpha + \varphi)\sin(\varphi + \psi)\sin(\alpha + \rho)}{\sin\alpha\sin\psi\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}; \quad a_2 = \frac{\sin\rho\sin(\gamma + \psi)}{\sin\alpha\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}; \\
a_3 &= \frac{\sin\varphi\sin(\alpha + \rho)}{\sin\psi\sin(\alpha + \rho + \varphi + \psi)}.
\end{aligned} \tag{11}$$

При  $\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$  коэффициенты  $a_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) определяются из выражений

$$a_1 = \frac{\sin\left(\alpha + \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right) \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) \sin(\alpha + \rho)}{\sin \alpha \sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right) \sin\left(\alpha + \rho + \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)}; a_2 = \frac{\sin \rho \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}{\sin \alpha \sin\left(\alpha + \rho + \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}; \quad (12)$$

$$a_3 = \frac{\sin \varphi \sin(\alpha + \rho)}{\sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right) \sin\left(\alpha + \rho + \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}.$$

Таким образом, процессы взаимодействия рабочих органов добывающих машин с липкими породами представляют собой совокупность или сочетание элементарных взаимодействий – активного (рабочего органа на среду) и пассивного (среды на рабочий орган), каждое из которых может происходить при относительном перемещении или без такового. Сопротивления перемещению рабочих органов в материальной среде или породы по поверхности рабочих органов необходимо рассчитывать с учетом скорости перемещения, так как она обуславливает скорость приложения нагрузки, что, в свою очередь, влияет на величину сопротивления.

### Список литературы

1. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. – М.: Высш. шк., 1981. – 335 с.
2. Ветров Ю.А. Резания грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971. – 360 с.
3. Цытович Н.А. Механика грунтов. – М., 1979. – 272 с.
4. Заднепровский Р.П. Результаты снижения трения и прилипания влажных грунтов при разработке землеройными машинами // Строительные и дорожные машины. – 1973. – № 5. – С. 31–33.

# МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ЗАДАЧАХ ОЦЕНКИ УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

**В.Н. Катаргин, И.С. Писарев, С.В. Хмельницкий**

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия

*Приведены результаты научных исследований по разработке методики экспериментальных исследований в задачах оценки уровня надежности агрегатов транспортно-технологических машин. В статье обоснованы планы и объемы экспериментальных исследований, выбран вид испытаний и представлено описание схемы организации стендовых испытаний.*

**Ключевые слова:** надежность, испытания, агрегат, коробка переключения передач, износ, детали, стенд.

Современные рыночные отношения в сфере транспортного комплекса вынуждают предприятия транспорта переходить на все более высокий уровень ресурсосберегающих технологий, позволяющих эффективно использовать материальные и финансовые средства, которые в большинстве случаев определяют уровень рентабельности производства.

В существующей практике предприятий транспорта сфера организации плановых работ по техническому обслуживанию и ремонту практически неподконтрольна высшему руководству, поскольку им не хватает объективной информации о техническом состоянии подвижного состава, кроме того, никогда не известно, сколько времени и средств потребуется на устранение тех или иных отказов, вызванных условиями и режимом текущей эксплуатации. Все это приводит к тому, что регламентированные операции по техническому обслуживанию и ремонту часто проводятся нерегулярно и в большинстве случаев по потребности. К тому же ситуация сводится к тому, что профилактические работы направлены не на устранение и предупреждение будущих отказов, а на устранение уже произошедших.

Таким образом, одним из наиболее весомых источников сбережения финансовых ресурсов можно считать правильно сформированную и хорошо организованную на производстве систему проведения технических обслуживаний и ремонтов подвижного состава.

На сегодняшний день существуют достаточно эффективные методики проектирования нормативов технических обслуживаний и ремонтов транс-

портно-технологических машин (ТТМ) различного функционального и служебного назначения [1; 2]. Основой этих методик послужили экспериментальные данные по оценке уровня надежности как всей единицы подвижного состава в целом, так и отдельных ее элементов.

Нужно отметить, что оценка уровня надежности в данных работах определялась статистическими методами, которые предполагают проведение пассивных экспериментов, заключающихся в наблюдении за подконтрольной выборкой исследуемых элементов системы с целью фиксирования наработок их отказов и получения характеристик надежности. Одним из ключевых недостатков таких методов оценивания уровня надежности является то, что они не позволяют оценивать остаточный ресурс ТТМ или его агрегатов.

Рассмотрим описание альтернативного подхода к оценке уровня надежности агрегатов ТТМ, позволяющего учитывать закономерности изменения параметров технического состояния и его допустимые значения. Использование этого подхода позволяет оценить как полный, так и остаточный ресурс агрегата, при этом он дает возможность учитывать процессы восстановления работоспособности ТТМ или их составных частей.

Данный подход можно представить в виде четырех основных укрупненных этапов (рис. 1):

- Этап 1. Построение аппроксимирующей функции.
- Этап 2. Получение точечных оценок надежности.
- Этап 3. Ранжирование деталей агрегата по средней наработке на отказ.
- Этап 4. Оценка показателей безотказности.

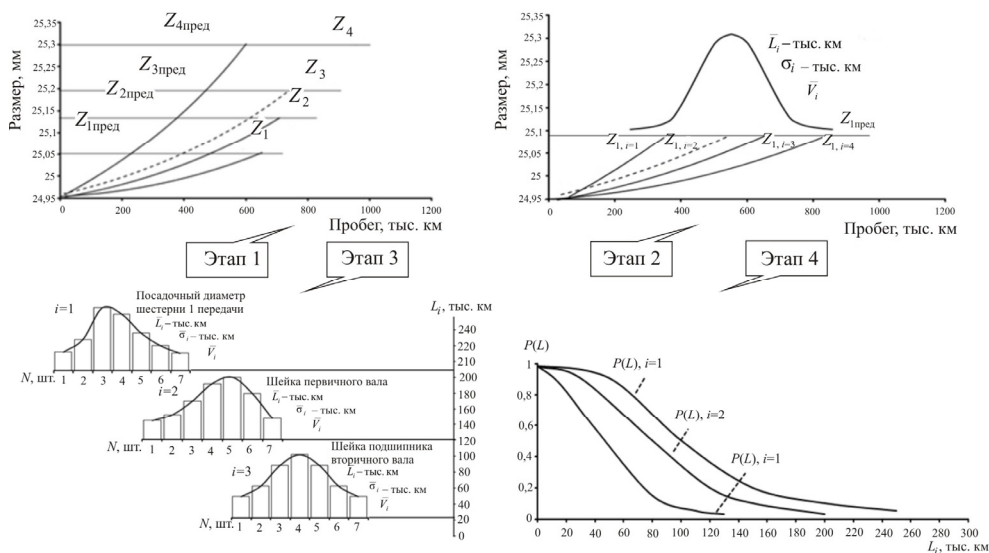


Рис. 1. Этапы оценки уровня надежности агрегатов ТТМ

На *первом этапе*, по мере поступления агрегатов на текущий или капитальные ремонты, происходит сбор и фиксирование информации о геометрических параметрах рабочих поверхностей деталей агрегатов ТТМ. Далее строится аппроксимирующая функция изнашивания поверхностей структурных элементов агрегатов, определяется уравнение этой кривой, которое чаще всего имеет вид экспоненциальной зависимости

$$Y = ae^{bL} \pm \Delta S, \quad (1)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;  $L$  – наработка агрегата;  $a$ ,  $b$  – коэффициенты регрессионной зависимости, определяющие характер и степень изменения размера;  $\pm \Delta S$  – превышение или понижение фактического размера внутри поля его допуска относительно математического ожидания исследуемого геометрического параметра восстановленной или новой детали.

На этом же этапе определяется массив полученных опытным путем коэффициентов  $a$  и  $b$ .

На *втором этапе* предлагаемого подхода происходит моделирование случайных значений коэффициентов  $a$  и  $b$  кривых изнашивания для каждой рабочей поверхности и определяется совокупность зависимостей  $Z_i$  износов поверхностей деталей от наработки агрегата. Затем совокупность всех кривых изнашивания  $Z_i$  группируется по функциональному признаку и строится пучок кривых, описывающих случайный процесс изменения геометрических параметров от их наработки. Зная предельное значение исследуемого геометрического параметра функционального элемента, определяют точечные оценки: вариация наработки на отказ –  $\bar{V}_i$ , среднеквадратическое отклонение –  $\bar{\sigma}_i$ , средняя наработка на отказ –  $\bar{L}_i$ .

Для качественной оценки уровня надежности агрегатов ТТМ необходимо знать не только основные показатели безотказности всей системы в целом, но и иметь возможность получать, оценивать и анализировать такие же характеристики для структурных элементов агрегата.

Для этого на *третьем этапе* массив рабочих поверхностей группируется по рангу увеличения их средней наработки, при которой геометрический параметр поверхности достигает своего предельного значения. Это позволит выявлять детали и их рабочие поверхности, лимитирующие надежность всей системы в целом.

На *четвертом этапе* по известным точечным показателям свойств надежности происходит оценка показателей безотказности всех структурных элементов агрегата ТТМ. Здесь же, зная предельные значения геометрических параметров поверхностей деталей  $Z_{i\text{пред}}$  и используя вытекающую из (1) формулу, определяют остаточный ресурс  $R_{\text{ост}}$  каждой детали

$$R_{\text{ост}} = \frac{\log_{a \cdot e} Z_{\text{ипред}}}{b} - R_{\text{изм}}, \quad (2)$$

где  $Z_{\text{ипред}}$  – предельное значение геометрического параметра поверхности детали;  $R_{\text{изм}}$  – значение геометрического параметра поверхности детали на момент прогнозирования остаточного ресурса.

Для практической апробации предложенного подхода, а также сбора статистических данных, необходимых для организации моделирования функциональных зависимостей (1) изнашивания поверхностей деталей, стоит задача, заключающаяся в разработке методики экспериментальных исследований.

Структурная схема методики экспериментальных исследований изображена на рис. 2.



Рис. 2. Схема методики экспериментальных исследований

На первом этапе производится выбор объекта исследований. В качестве объекта исследований был выбран такой агрегат механической трансмиссии ТТМ как пятиступенчатая коробка переключения передач (КПП) автомобилей семейства ГАЗ.

Выбор такого агрегата трансмиссии в качестве объекта исследований обоснован тем, что данная модель КПП имеет высокую степень унификации с другими легковыми и грузовыми автомобилями марки ГАЗ. В частности, КПП автомобиля ГАЗ-3110 унифицирована с малотоннажными грузовыми ав-



томобилями семейства «газель» ГАЗ-3302 и их модификациями. Автомобили данного семейства имеют достаточно обширный спектр условий и режимов эксплуатации, что часто приводит к большим нагрузкам на агрегаты трансмиссии, в том числе и на КПП.

Кроме того, механическая коробка передач имеет достаточно сложную конструкцию с множеством размерных параметров, требующих контроля, поэтому большой интерес представляет изучение уровня надежности данного агрегата в таких условиях эксплуатации.

Основные положения по системе сбора и обработки информации о надежности изделий в машиностроении сегодня отражены в руководящих документах [3; 4]. Эти документы положены в основу разрабатываемой методики эксплуатационных испытаний.

В соответствии с ГОСТ 27.410–87 [5] сегодня существует 16 планов испытаний на надежность:  $[NUT]$ ,  $[NRS]$ ,  $[NTR]$ ,  $[NMT]$ ,  $[NMS]$ ,  $[NUS]$  ( $N$  – число подконтрольных объектов в испытаниях,  $T$  – время испытаний или наработка,  $M$  – восстанавливаемые при испытаниях объекты в случае их отказа,  $R$  – восстанавливаемые, но заменяемые объекты в случае их отказа,  $U$  – невосстанавливаемые и незаменяемые объекты в случае их отказа,  $S$  – принятие решения при последовательных испытаниях,  $r$  – число отказов или отказавших объектов). Однако автомобильному транспорту присущи наиболее общие стратегии испытаний на надежность, чаще всего это планы  $[NRS]$ ,  $[NTR]$  и  $[NMT]$ . В разрабатываемой методике используется система  $[NRS]$ , поскольку она наиболее близко подходит к реальным условиям проведения ресурсных испытаний трансмиссий транспортно-технологических машин. В соответствии с этим планом испытаний последовательно или параллельно производят испытания  $N$  объектов, отказавшие во время испытаний объекты заменяют новыми, по суммарному времени испытаний или наработке принимают решение о прекращении или продолжении испытаний.

В выбранном плане проведения испытаний нужно определить две основные величины: число последовательно испытываемых объектов и критерий прекращения испытаний.

Для определения числа объектов в испытаниях можно опираться на государственный стандарт РД 50-690–89 [4]. Согласно этому нормативному документу необходимый расчетный объем подконтрольной выборки зависит от вида закона распределения исследуемой случайной величины, доверительной вероятности  $\beta$  и относительной ошибки  $\delta$ .

Основными причинами отказов КПП ТТМ, по данным работы [6], являются износ зубьев шестерен, износ посадочных диаметров поверхностей валов, износ замыкающих звеньев размерных цепей, а ресурсы этих элементов подчиняются в большинстве случаев распределению Вейбулла, поэтому это распределение берем за основное при определении объема подконтрольной выборки.

Согласно этим соображениям формула для определения  $N$  по параметрическому методу запишется в следующем виде:

$$(\delta + 1)^b = \frac{2N}{x_{1-\beta; 2N}^2}, \quad (3)$$

где  $\delta$  – относительная ошибка;  $b$  – параметр формы распределения Вейбулла;  $x_{1-\beta; 2N}^2$  – квантиль распределения, соответствующий доверительной вероятности  $\beta$  и числу степеней свободы  $2N$ .

Величину  $b$  примем из результатов исследований [1]. Согласно источнику эта величина находится в пределах от 2,9 до 1,2. Величина  $\beta$  согласно [4] выбирается из диапазона 0,8; 0,9; 0,95; 0,99. В данной методике примем  $\beta = 0,9$ .

Воспользовавшись таблицами [7], находим величину  $N$  в зависимости от относительной ошибки  $\delta$ . При относительной ошибке  $\delta = 0,15$  число необходимых подконтрольных коробок переключения передач  $N = 18$  шт.

На следующем этапе разработки методики экспериментальных исследований необходимо определиться с критерием прекращения испытаний.

Длительность эксперимента по испытаниям КПП обусловлена наработкой, при которой все элементы агрегата достигнут своего предельного состояния. Этот критерий в большей степени зависит от выбора способа испытаний на надежность и будет уточнен на последующих этапах разработки методики.

Следующим этапом методики экспериментальных исследований является обоснование выбора вида испытаний.

Для оценки уровня надежности по предлагаемому подходу необходимо получить основные параметры аппроксимирующих функциональных зависимостей износа поверхностей деталей. Причем такие опытные кривые должны быть получены для всего массива элементов, входящих в структуру КПП. Получение такого рода информации при натурном эксперименте на действующих предприятиях транспорта не представляется возможным ввиду специфики, культуры и особенностей их работы, которые не позволяют производить разборку агрегата таким образом, чтобы была возможность проводить измерения геометрических параметров всех деталей в структуре агрегата.

Наиболее приближенными к условиям эксплуатации являются полигонные и комплексные испытания. Однако вместе с тем они требуют соответствующих материальных, временных и трудовых ресурсов, так как подразумевают разработку и внедрение конструкций искусственных испытательных сооружений полигона и других средств.

При использовании этих методов сбор, анализ и оценка экспериментальных данных проводится на основании наблюдений за процессом эксплуатации. В этом случае искомые характеристики будут оцениваться наиболее объективно и достоверно. Но в связи с достаточно высоким ресурсом ТТМ, их узлов и агрегатов период наблюдений может быть чрезвычайно большим, по-

этому сроки испытаний, необходимые для объективной оценки уровня надежности агрегатов ТТМ, должны быть небольшими и не превышать имеющиеся временные рамки. В значительной мере добиться этого позволяют стендовые лабораторные испытания. Схема организации стендовых испытаний изображена на рис. 3.

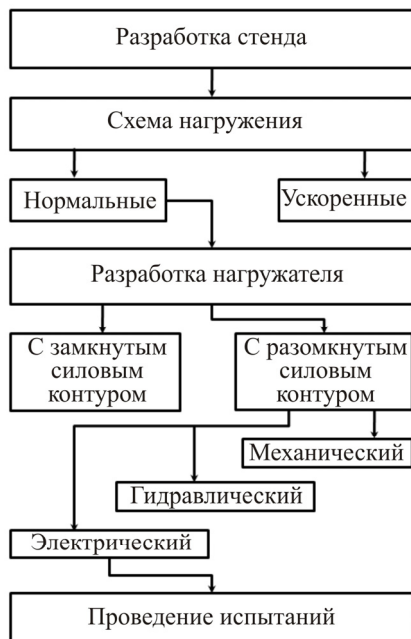


Рис. 3. Схема организации стендовых испытаний

Большой интерес представляют ускоренные стендовые испытания, которые обеспечивают получение необходимой информации раньше, чем при нормальных условиях работы объекта испытаний. Однако в этом случае нужно обосновать необходимость и целесообразность применяемых принципов и методов ускорения, а также расчетных формул и коэффициентов ускорения для пересчета результатов ускоренных испытаний к нормальным условиям эксплуатации или к испытаниям при номинальных режимах. Ввиду того, что для рассматриваемого объекта испытаний соответствующие принципы изучены недостаточно хорошо, стоит остановить выбор на нормальном режиме проведения стендовых испытаний.

Далее необходимо обосновать выбор нагрузителя для испытаний КПП на стенде.

Для испытаний различного назначения, а также обкатки коробок переключения передач используют стенды с замкнутым и разомкнутым силовыми контурами [8]. Наименьшие затраты энергии на проведение испытаний обес-

печивают стенды с замкнутым силовым контуром, поскольку нагружение испытываемого агрегата производится за счет использования внутренних сил системы и имеет место циркуляция мощности, а внешняя энергия расходуется лишь на преодоление сил сопротивления качению. Однако ввиду сложности их изготовления, громоздкости и высокой стоимости стенды такого типа нашли свое применение лишь в крупных испытательных лабораториях.

Наибольшее распространение получили стенды с разомкнутым контуром, которые относительно просты в изготовлении, универсальны, а также обладают удобством, простотой монтажа и обслуживания. В стендах такого типа основными нагрузателями служат механические, гидравлические и электрические устройства. В задачах рассматриваемой методики испытаний наиболее целесообразно использовать электрические устройства, поскольку их применение обеспечивает процесс рециркуляции энергии, за счет которого часть мощности возвращается в сеть питания.

Схема разрабатываемого стенда для проведения ресурсных испытаний на надежность изображена на рис. 4.

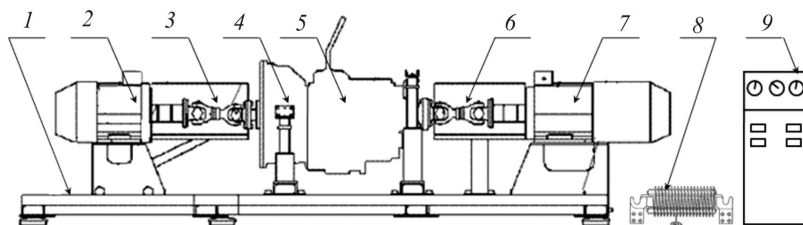


Рис. 4. Схема стенда для проведения ресурсных испытаний на надежность

Стенд выполнен по схеме разомкнутого силового контура и имеет следующую конструкцию. Приводной электродвигатель 2 через соединительное устройство 3, выполненное в виде карданного вала и муфт, соединен с первичным валом испытуемой коробки переключения передач 5 посредством механизма сцепления 4. Нагрузочный электродвигатель 7 через соединительное устройство 6, выполненное в виде карданного вала и муфт, соединен со вторичным валом испытуемой коробки переключения передач 5. Оба электродвигателя, испытуемая коробка переключения передач и соединительные устройства смонтированы на общей раме 1. Таким образом, нагрузку на коробку переключения передач создают два электродвигателя, один из которых работает во вращательном режиме, а второй в режиме генеративного торможения или рекуперации. Неиспользуемая электрическая мощность от нагрузочного двигателя возвращается в питающую сеть или гасится в блоке резисторов 8. В качестве электродвигателей были выбраны тяговые электрические машины постоянного тока с последовательным возбуждением обмоток якоря и статора суммарной электрической мощностью 90 кВт. Использование электродвигателей постоянного тока более предпочтительно, поскольку в них лег-

ко реализована возможность изменять частоту вращения ротора, они развивают большие пусковые моменты и имеют практически линейную механическую характеристику. Все эти преимущества позволяют имитировать реальные нагрузки, которые коробка передач испытывает в действительных условиях, причем создавать эти нагрузки можно бесступенчато.

Регулирование частоты вращения валов электродвигателей осуществляется изменением напряжения и силы тока питающей сети. Все эти параметры задаются с помощью блока управления 9. В качестве регистрирующей аппаратуры выступают такие приборы, как амперметр, вольтметр и штатный автомобильный спидометр. Показания этой регистрирующей аппаратуры будут пересчитываться на требуемые характеристики нагружения.

Таким образом, рассматриваемая методика экспериментальных исследований позволяет собрать статистические данные по износам поверхностей деталей, а также произвести апробацию и реализовать разрабатываемый подход оценки уровня надежности агрегатов транспортно-технологических машин.

### Список литературы

1. Князьков А.Н. Разработка методики автоматизированного проектирования нормативов системы технического обслуживания и ремонта автомобилей: дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2004.

2. Катаргин В.Н. Разработка методики проектирования режимов технического обслуживания газобаллонных автомобилей, работающих на сжатом природном газе: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1987.

3. РД 50-204–87. Методические указания. Надежность в технике. Сбор и обработка информации о надежности изделий в машиностроении. Основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – С. 23.

4. РД 50-690–89. Методические указания. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – С. 136.

5. ГОСТ 27.410–87. Надежность в технике. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность. – М.: Изд-во Минавтопром СССР, 1989. – С. 79.

6. Pisarev I.S. Intelligent system to provide precision of assembly processes in manufacturing and maintenance // Theoretical and practical issues in transport: Proceeding of the 5<sup>th</sup> international scientific conference / Jan perner transport faculty. – Prague, 2010. – С. 86.

7. Айвазян С.А., Енюков И.С., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных. Справочное издание. – М.: Мир, 1982. – 488 с.

8. Гришкевич А.И., Высоцкий М.С., Беляев В.М. Автомобили: Испытания. – Мн.: Высш. шк., 1991. – 187 с.

# МЕТОД РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КОПАНИЮ ПОЛУСФЕРИЧЕСКИМ ОТВАЛОМ БУЛЬДОЗЕРА

А.С. Щербаков, Е.В. Курилов, Я.В. Гаг

Ярославский государственный технический университет, Россия

*Предложен экспериментально-аналитический метод расчета сопротивления копанью грунта полусферическим отвалом бульдозера с дисковыми секциями, который базируется на использовании основных положений теории дробления горных пород и традиционных методов определения сопротивлений резанию и копанью отвально-ковшовыми рабочими органами землеройных машин.*

**Ключевые слова:** бульдозер, отвал, грунт, сопротивление, резание, копанье.

Бульдозеры являются наиболее востребованными землеройно-транспортными машинами во всех отраслях строительства по причине надежности, долговечности и простоты конструкции. Средние, тяжелые и сверхтяжелые бульдозеры, как правило, оснащаются полусферическими отвалами для повышения эффективности работ при дальности транспортирования грунта до 150 м. Существенным недостатком таких отвалов является налипание материала на стыках секций, особенно при разработке пластичных (влажных, глинистых) грунтов, что ограничивает область их применения.

В этой связи практический интерес представляет конструкция полусферического отвала бульдозера с дисковыми секциями (ПОБДС), ножевая система которого состоит из двух свободно вращающихся дисковых ножей, косо установленных к направлению движения, закрепленных с помощью кронштейнов на торцах прямого лобового отвала. Вместе с тем отсутствие научно обоснованной методики расчета сопротивления копанью ПОБДС затрудняет решение вопросов проектирования таких рабочих органов.

Расчет сопротивления копанью отвалом бульдозера, как правило, производят экспериментально-аналитическим методом, в соответствии с которым оно определяется как сумма независимых слагаемых, которые на конечной стадии процесса обусловлены действием сопротивлений резанию  $P_p$  и перемещению призмы волочения  $P_n$  по отвальной и грунтовой поверхностям, т.е.

$$P_1 = P_p + P_n.$$

Эта зависимость хорошо согласуется с основными положениями обобщающей гипотезы дробления горных пород применительно к разработке грунтов, сформулированной проф. В.И. Баловневым [1].

Экспериментальные исследования и теоретический анализ процесса копания грунта ПОВДС позволили составить расчетную схему для конечного этапа копания на горизонтальном участке движения бульдозера (рис. 1).

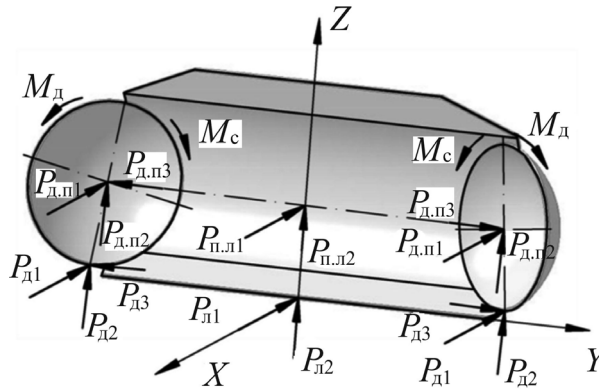


Рис. 1. Схема сил, действующих на ПОВДС при копании грунта

На основании принципа о независимости действия (суперпозиции) сил отвальная поверхность такого рабочего органа разделена на три участка; два крайних производят косое резание и транспортирование грунта свободновращающимися дисковыми ножами, а средний – лобовое. Косое резание характеризуют горизонтальная  $P_{д1}$ , вертикальная  $P_{д2}$  и боковая  $P_{д3}$ , а лобовое – соответственно горизонтальная  $P_{л1}$  и вертикальная  $P_{л2}$  составляющие сопротивления резанию. Составляющие  $P_{д.п1}$ ,  $P_{д.п2}$ ,  $P_{д.п3}$  обусловлены действием сил трения при транспортировании грунта по внутренним поверхностям дисковых ножей в объеме призмы волочения, а  $P_{п.л1}$ ,  $P_{п.л2}$  – силами трения по лобовой секции отвала. При этом режим качения дисковых ножей зависит от соотношения моментов сопротивления  $M_c$  и движения  $M_d$ , действующих в плоскости их вращения.

В соответствии с этим составляющие сопротивлений резанию и перемещению призмы волочения ПОВДС определяются по формулам

$$\begin{cases} P_p = P_{л1} + 2P_{д1}; \\ P_{п} = P_{п.л1} + 2P_{д.п1}. \end{cases}$$

Значения  $P_{л1}$  и  $P_{д1}$  определим с учетом удельных сопротивлений резанию и площади вырезаемой стружки грунта [2]:

$$\begin{cases} P_{л1} = k_{p,c} k_y ([B_0 - \text{tg}\beta \cos \alpha H_0 (1 - A)] h - F_d); \\ P_{д1} = k_{p,c} k_y k_{э,д} F_d, \end{cases}$$

где  $B_0$  – расчетная длина отвала, м;  $H_0$  – высота отвала без козырька,  $H_0 = \frac{d}{\cos\beta}$ , м;  $h$  – толщина срезаемой стружки грунта, м;  $k_{p.c}$  – среднестатистическое значение удельного сопротивления резанию грунта отвално-ковшовыми рабочими органами,  $\text{кН/м}^2$ ;  $F_d$  – площадь поперечного сечения срезаемой стружки грунта дисковым ножом,  $F_d = 1,1d^2A^{1,43} \sin\alpha\cos\beta$  [3],  $\text{м}^2$ ;  $k_y$  – коэффициент, учитывающий влияние угла резания  $\gamma_0$ ,  $k_y = 1 + 0,0075(\gamma_0 - 45)$  [4];  $d$  – диаметр дискового ножа, м;  $\alpha, \beta$  – угол захвата и наклона дискового ножа соответственно, град;  $k_{э.д}$  – коэффициент энергоёмкости, учитывающий переход от косо́го резания грунта свободно вращающимся дисковым ножом к лобовому.

Величину  $k_{p.c}$  определим в соответствии с единой обобщенной шкалой удельных сопротивлений резанию и копанью грунтов (I–IV категорий) отвално-ковшовыми рабочими органами землеройных машин, разработанной проф. И.А. Недорезовым [5], которая также позволяет установить функциональную связь между числом ударов  $C$  динамического плотномера ДорНИИ со среднестатистическими значениями:  $k_{p.c} = 11C$  ( $\text{кН/м}^2$ ).

После преобразований получим

$$P_p = k_{p.c} k_y B_0 h (1 + k_{д.р}),$$

где  $k_{д.р}$  – коэффициент, учитывающий влияние дисковых ножей на сопротивление резанию ПОБДС.

Значения  $k_{э.д}$  и  $k_{д.р}$  определяются из уравнений вида

$$k_{э.д} = 0,53 + 0,2\text{tg}\varphi_1 + 0,006(\alpha - 0,3\beta) + 0,2(A - 0,75\lambda^3),$$

$$k_{д.р} = (H_0/B_0) [0,53(k_{э.д} + 1,3A) - 0,0013(8,5\beta - \alpha) - 0,38],$$

где  $\varphi_1$  – угол внешнего трения грунта, град;  $\lambda$  – кинематический параметр, равный отношению окружной скорости дискового ножа на режущей кромке к поступательной (переносной) в плоскости его вращения;  $A$  – параметр, характеризующий отношение толщины срезаемой стружки грунта к высоте рабочего органа,  $A = \frac{h}{H_0}$ .

На рис. 2 представлена расчетная схема взаимодействия призмы волочения с ПОБДС при его движении в горизонтальном направлении, которая составлена с учетом следующих допущений:

- силы нормального давления  $N_{д.п1}$  и трения  $F_{д.п1}$ , действующие на дисковые ножи со стороны грунта, имеют общую точку приложения, расположен-



ную в их вертикально-диаметральных сечениях на расстоянии, равном половине глубины резания от нижней кромки отвала, касательная к которой наклонена к горизонту под углом  $(90 - \gamma)$ ;

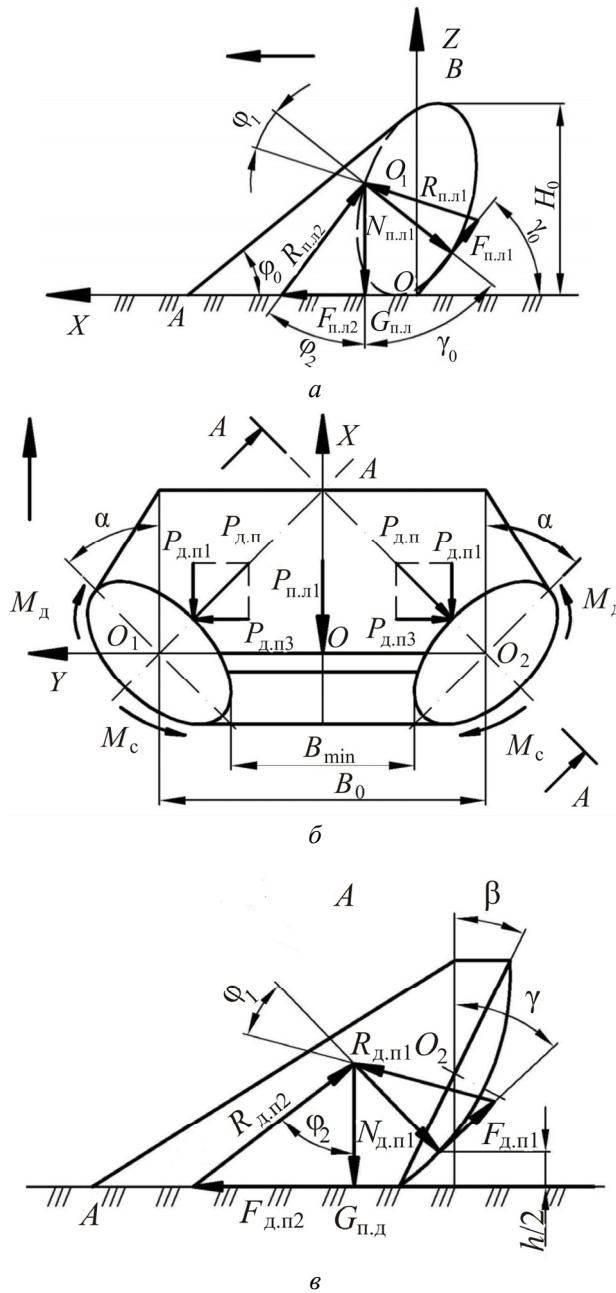


Рис. 2. Схема взаимодействия призмы волочения с отвалом:  
а – вид сбоку; б – вид сверху; в – сечение А

– силы нормального давления  $N_{п.л1}$  и трения  $F_{п.л1}$ , действующие на лобовую секцию отвала со стороны грунта, имеют общую точку приложения, расположенную на его ноже, наклоненном под углом резания  $\gamma_0$  к направлению движения.

В соответствии с этим грунт в объеме призмы волочения, взаимодействуя с рабочим органом, скользит по его отвальной и грунтовой поверхностям. Причем со стороны лобовой поверхности отвала на него действуют результирующие силы  $R_{п.л1}$  и  $R_{п.л2}$ , а со стороны дисковых ножей –  $R_{д.п1}$  и  $R_{д.п2}$ . Эти силы уравниваются весом призмы волочения, взаимодействующей с лобовой секцией отвала  $G_{п.л}$  и с дисковыми ножами  $2G_{п.д}$ . После их векторного сложения с учетом направления движения бульдозера и допущения о том, что  $\gamma_0 = 90 - \gamma$ , получим

$$P_{п} = g\delta_p V_{п}(1 - k_{д.п})f_{п},$$

где  $f_{п}$  – коэффициент сопротивления перемещению призмы волочения прямым лобовым отвалом;  $V_{п}$  – объем призмы волочения,  $m^3$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $\delta_p$  – объемная масса разрыхленного грунта,  $t/m^3$ ;  $k_{д.п}$  – коэффициент, учитывающий влияние дисковых ножей на сопротивление перемещению призмы волочения ПОбДС.

Величины  $f_{п}$  и  $k_{д.п}$  определим из выражений

$$f_{п} = 1,04 - 0,015\gamma_0 + 0,008(\varphi_1 + 3,25\varphi_2),$$

$$k_{д.п} = (1 - k_{э.д})(H_0/B_0)(0,07 + 0,014\alpha + 0,004\beta),$$

где  $\gamma_0$  – угол резания ножа лобовой секции отвала, град.;  $\varphi_2$  – угол внутреннего трения грунта, град.

Объем призмы волочения  $V_{п}$  определим по рекомендациям SAE (общество автотракторных инженеров) [5]:

$$V_{п} = 0,8B_0 H_0^2 k_{к.о},$$

где  $k_{к.о}$  – коэффициент, учитывающий конструкцию отвала. Для ПОбДС

$$k_{к.о} = 1 + 0,785 \frac{\cos\alpha \tan\varphi_2}{\cos\beta} \quad [3].$$

Тогда сопротивление копанию грунта (кН) ПОбДС в общем виде может быть определено по формуле

$$P_1 = 11C[1 + 0,0075(\gamma_0 - 45)](1 + k_{д.п})B_0h + 8\delta_p B_0 H_0^2 k_{к.о} (1 - k_{д.п})f_{п}.$$

Из анализа этой формулы следует, что сопротивление копанию зависит от конструктивных ( $B_0$ ,  $H_0$ ,  $\gamma_0$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ), технологических ( $h$ ) параметров ПОбДС, а также от физико-механических свойств ( $k_{р.с}$ ,  $\delta_p$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ) разрабатываемого грунта. При этом данная зависимость может быть использована и для расчета сопротивления копанию прямым лобовым отвалом бульдозера при условии, что  $k_{д.п} = k_{д.п} = 0$ ;  $k_{к.о} = 1$ .

Для проверки адекватности предложенной математической модели процесса копания были проведены экспериментальные исследования на грунтовом канале ЯГТУ с привлечением методики приближенного физического моделирования с изменением прочностных свойств грунта. Исследования проводились на моделях ПОБДС ( $\alpha = 37^\circ$ ,  $\beta = 15^\circ$ ,  $H_0 = 0,12$  м,  $B_0 = 0,34$  м,  $\gamma_0 = 55^\circ$ ) и прямого лобового отвала, выполненных в масштабе 1:9 по отношению к отвалу бульдозера тягового класса 100 кН.

В качестве грунта использовалась супесь влажностью  $\omega = 5 - 7\%$ , объемной массой  $\delta = 1,6$  т/м<sup>3</sup>,  $\varphi_1 = 30^\circ$ ,  $\varphi_2 = 40^\circ$ ; с числом ударов плотномера ДорНИИ  $C = 2$ . При этом измерялись сопротивление копанию  $P_1$  и вес призмы волочения  $G_{\text{п}}$  в конце процесса. Длина копания составляла 0,9 м при скорости 0,15 м/с.

На рис. 3, 4 представлены результаты экспериментальных исследований, из которых следует, что с увеличением толщины срезаемой стружки пропорционально возрастает сопротивление копанию и вес призмы волочения. Это связано с меньшим дроблением грунта при копании.

ПОБДС со свободно вращающимися дисковыми ножами формирует наибольшую по весу, а следовательно, и объему призму волочения; по сравнению с прямым лобовым отвалом на 30–40 %. Причем торможение дисковых ножей вызывает уменьшение призмы волочения на 10–15 %. Последнее объясняется тем, что свободно вращающиеся дисковые ножи более интенсивно сжимают срезанную стружку при копании в поперечном направлении, что способствует формированию призмы волочения большей высоты и уменьшению потерь грунта в боковые валики.

Вместе с тем установлено, что для условий проведения эксперимента свободное вращение дисковых ножей не обеспечивает снижение сопротивлений копанию по сравнению с заторможенными (см. рис. 3), так как дисковые ножи ПОБДС работают в режиме качения со значительным скольжением (кинематический параметр  $\lambda = 0,6$ ), а сопротивление копанию прямым лобовым отвалом снижается на 30–40 %, т.е. пропорционально уменьшению объема призмы волочения. Поэтому энергоёмкость копания, которая оценивается от-

ношением  $\left(\frac{P_1}{G_{\text{п}}}\right)$ , у ПОБДС со свободно вращающимися дисковыми ножами не отличается от прямого лобового отвала (в среднем соответственно 2,64 и 2,71). При этом торможение дисковых ножей приводит к увеличению этого показателя на 10–13 % (среднее значение 2,94), что связано с набором меньшей призмы волочения (см. рис. 4).

Сопоставление результатов экспериментальных и теоретических исследований указывает на их достаточно хорошую сходимость. Наибольшее отклонение расчетного значения сопротивления копанию  $P_1$  для модели ПОБДС со свободно вращающимися дисковыми ножами составляет 10,5 %.

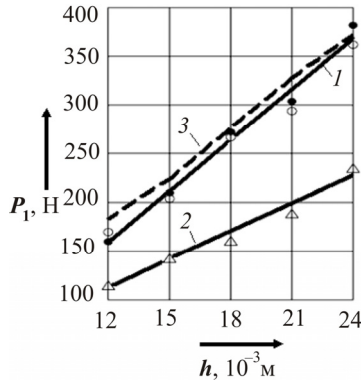


Рис. 3. Зависимость сопротивления копанию от толщины срезаемой стружки:  
 1 – ПОБДС; 2 – прямой лобовой отвал; 3 – теоретическая; ○ – свободно вращающиеся дисковые ножи; ● – дисковые ножи заторможены

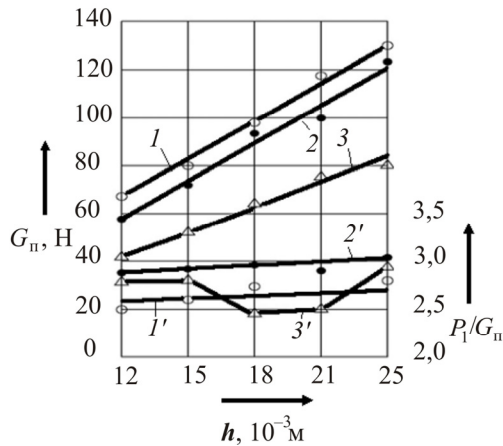


Рис. 4. Влияние толщины срезаемой стружки на вес призмы волочения ( $G_{п}$ ) и отношение  $\left(\frac{P_1}{G_{п}}\right)$ : 1, 2, 3 –  $G_{п}$ ; 1', 2', 3' –  $\left(\frac{P_1}{G_{п}}\right)$ ; 1, 1' – ПОБДС со свободно вращающимися дисковыми ножами; 2, 2' – ПОБДС с заторможенными дисковыми ножами; 3, 3' – прямой лобовой отвал, сопротивление копанию прямым лобовым отвалом снижается на 30–40 %, т.е. пропорционально уменьшению объема призмы волочения

Таким образом, в результате исследований выявлены особенности копания грунта ПОБДС и предложен экспериментально-аналитический метод расчета сопротивления копанию, базирующийся на использовании основных положений обобщенной гипотезы дробления горных пород в сочетании с традиционными теориями резания и копания грунтов, что имеет существенное значение для создания научно обоснованной методики проектирования таких рабочих органов.

## Список литературы

1. Баловнев В.И. Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины. – Омск; М.: Омский дом печати, 2006. – 320 с.
2. Курилов Е.В., Щербаков А.С. Расчет технологических параметров отвала бульдозера с дисковыми секциям // Известия вузов. Строительство. – 2009. – № 5. – С. 84–87.
3. Курилов Е.В., Щербаков А.С. Косое резание грунта дисковым ножом // Механизация строительства. – 2009. – № 4. – С. 26–28.
4. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
5. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства: учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2010. – 119 с.

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОСОГО РЕЗАНИЯ ГРУНТА ДИСКОВЫМ НОЖОМ

Е.В. Курилов

Ярославский государственный технический университет, Россия

*Разработана экспериментально-аналитическая модель косо­го реза­ния грунта дисковым ножом и предложен метод расчета сопротивлений, базирующийся на использовании основных положений традиционных теорий резания, представлены результаты экспериментальных исследований процесса резания и проверки аналитических зависимостей.*

**Ключевые слова:** грунт, резание, сопротивление, энергоемкость, дис­ковый нож.

Создание конструкций рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин, реализующих принцип косо­го реза­ния грунта, позволяет повысить их эффективность путем снижения энергоемкости. Примером таких конструкций являются отвально-ковшовые рабочие органы, разработанные по результатам исследований, проведенных в Ярославском государственном техническом университете (ЯГТУ) [1; 2]. Косое резание грунта у таких рабочих органов производят два свободно вращающихся дисковых ножа, выполняющих роль боковых стенок.

Косое резание грунта свободно вращающимся дисковым ножом производится его боковой поверхностью и режущей кромкой. Режущая кромка отрезает пласт грунта по периметру, а боковая поверхность ножа, рассматриваемая как косой клин, отделяет его от массива за счет деформаций сжатия и сдвига.

На рис. 1 представлена расчетная схема косо­го реза­ния грунта дисковым ножом, в соответствии с которой все элементарные силы, действующие на боковую поверхность ножа со стороны грунта, приводятся к двум равнодействующим: силе нормального давления  $N_p$  и трения  $F_p$ . При этом на затупленную часть режущей кромки ножа действуют силы нормального давления  $N_{д.з}$  и трения  $F_{д.з}$ . Действие этих сил уравнивается тремя составляющими силами резания, приложенными к оси вращения дискового ножа со стороны базовой машины и равными соответственно: горизонтальной  $P_{д1}$ , вертикальной  $P_{д2}$  и боковой  $P_{д3}$ .

Введем ряд допущений при разработке математической модели косо­го реза­ния грунта дисковым ножом:

– нож имеет режущую кромку без затупления;

- силы трения в подшипниковой опоре дискового ножа отсутствуют;
- силы нормального давления  $N_p$  и трения  $F_p$  имеют общую точку приложения, расположенную в вертикально-диаметральном сечении ножа на расстоянии, равном половине глубины резания;
- скорость движения дискового ножа не оказывает влияния на процесс резания.

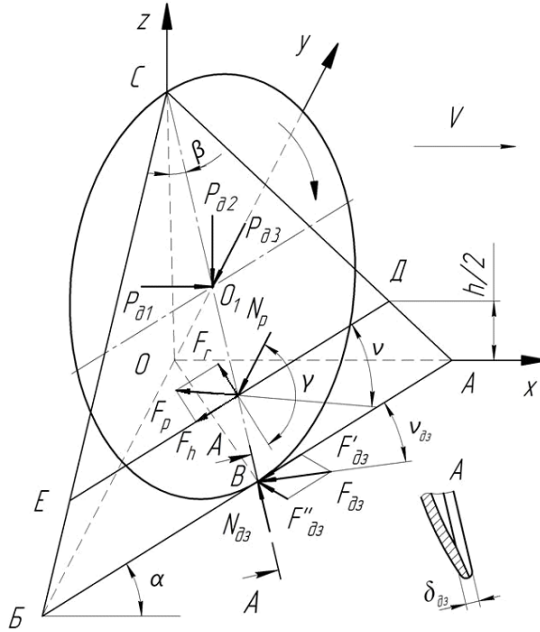


Рис. 1. Схема сил, действующих на дисковый нож при косом резании грунта

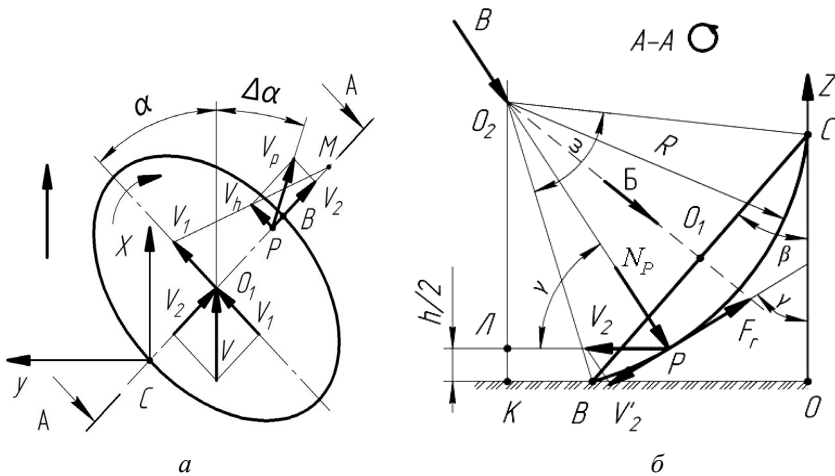


Рис. 2. Схема для определения углов  $\gamma$  и  $\nu$ : а – вид сверху; б – сечение А–А

В конструкциях рабочих органов землеройных машин используется, как правило, сферический дисковый нож со сплошной режущей кромкой, установка которого характеризуется углом захвата  $\alpha$  к направлению движения в горизонтальной плоскости (рис. 2, а) и наклона  $\beta$  в вертикальной, проходящей через его вертикально-диаметральное сечение (рис. 2, б), поэтому нож выполнен в виде сферического сегмента с радиусом кривизны  $R = (0,85 - 1,0)d$  и центральным углом  $\omega$ , который определяется из соотношения

$$\sin \frac{\omega}{2} = \frac{d}{2R},$$

где  $d$  – диаметр дискового ножа.

В процессе косоугольного резания дисковый нож срезает грунтовую стружку толщиной  $h$  в форме эллиптического сегмента, площадь поперечного сечения  $F_d$  которого определяется по формуле [3]

$$F_d = 1,1d^2 A^{1,43} \sin \alpha \cos \beta,$$

где  $A$  – параметр, характеризующий отношение толщины срезаемой стружки грунта  $h$  к высоте рабочего органа,  $A = \frac{h}{d \cos \beta}$ .

Величины составляющих  $P_{d1}$ ,  $P_{d2}$ ,  $P_{d3}$  зависят от направления действия силы трения  $F_p$  в плоскости косоугольного клина  $ABC$ , так как сила  $N_p$  действует в вертикально-диаметральном сечении дискового ножа в направлении от центра кривизны его боковой поверхности к точке ее приложения под углом  $\gamma$  к горизонту (рис. 2, б), который определяется из выражения

$$\sin \gamma = \sin \left[ \frac{\omega}{2} + \beta \right] - \left[ \frac{h}{2R} \right].$$

Направление действия силы трения  $F_p$ , а следовательно, и траектории движения грунта по боковой поверхности ножа в плоскости косоугольного клина  $ABC$  характеризуется углом  $\nu$  к горизонту (см. рис. 1), величина которого с учетом выражений  $\operatorname{tg} \nu = \frac{V \sin \alpha \sin \gamma}{V_h}$ ,  $V_h = V \cos \alpha [1 - \lambda(1 - A)]$  определится из соотношения

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\operatorname{tg} \alpha \sin \gamma}{[1 - \lambda(1 - A)]},$$

где  $\lambda$  – кинематический параметр, равный отношению окружной скорости дискового ножа на режущей кромке к поступательной (переносной) в плоскости его вращения.

Тогда значения составляющих сопротивления резанию определяются из выражений



$$\left. \begin{aligned} P_{д1} &= N_p \sin \alpha \left[ \cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma + \operatorname{ctg} \alpha \cos \nu) \right]; \\ P_{д2} &= N_p (\operatorname{tg} \varphi_1 \sin \nu \cos \gamma - \sin \gamma); \\ P_{д3} &= N_p \cos \alpha \left[ \cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma - \operatorname{tg} \alpha \cos \nu) \right]. \end{aligned} \right\}$$

Полагая, что величина силы  $N_p$  зависит только от физико-механических свойств разрабатываемого грунта, при известном сопротивлении  $P_{д1}$  определим соотношения между составляющими

$$\left. \begin{aligned} m &= \frac{P_{д2}}{P_{д1}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \sin \nu \cos \gamma - \sin \gamma}{\sin \alpha \left[ \cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma + \operatorname{ctg} \alpha \cos \nu) \right]}; \\ m &= \frac{P_{д3}}{P_{д1}} = \frac{\cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma - \operatorname{tg} \alpha \cos \nu)}{\operatorname{tg} \alpha \left[ \cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma + \operatorname{ctg} \alpha \cos \nu) \right]}. \end{aligned} \right\}$$

Горизонтальную составляющую сопротивления резанию (кН) определим по формуле

$$P_{д1} = 1,1 k_{p,c} k_y k_{э,д} d^2 A^{1,43} \sin \alpha \cos \beta,$$

где  $k_{p,c}$  – среднестатистическое значение удельного сопротивления лобовому резанию грунта дисковым ножом, кН/м<sup>2</sup>;  $k_y$  – коэффициент, учитывающий влияние угла резания,  $k_y = 1 + 0,0075(45 - \gamma)$ ;  $d$  – диаметр дискового ножа, м;  $\alpha$ ,  $\beta$  – соответственно угол захвата и наклона дискового ножа, град;  $k_{э,д}$  – коэффициент энергоёмкости, учитывающий переход от косого резания грунта свободно вращающимся дисковым ножом к лобовому.

Величину  $k_{p,c}$  определим в соответствии с единой обобщенной шкалой удельных сопротивлений резанию и копанию грунтов (I–IV категорий) отвально-ковшовыми рабочими органами землеройных машин, разработанной проф. И.А. Недорезовым [4], которая также позволяет установить функциональную связь между числом ударов  $C$  динамического плотномера ДорНИИ со среднестатистическими значениями  $k_{p,c} = 11C$  (кН/м<sup>2</sup>).

Значение  $k_{э,д}$  определится из соотношения касательных составляющих сопротивления при косом и лобовом ( $\lambda = 0$ ,  $\alpha = 90^\circ$ ) резании грунта дисковым ножом

$$k_{э,д} = \frac{\sin \alpha \left[ \cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 (\sin \nu \sin \gamma + \operatorname{ctg} \alpha \cos \nu) \right]}{\cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 \sin \gamma}.$$

Для определения значимости различных факторов, влияющих на энергоёмкость косого резания грунта дисковым ножом, был проведен численный эксперимент на ЭВМ по расчету  $k_{э,д}$  при условии:  $R = (0,8 \dots 1,0)d$ ;  $A = 0,05 \dots 0,25$ ;  $\lambda = 0 \dots 1,25$ ;  $\alpha = 25 \dots 45^\circ$ ;  $\beta = 0 \dots 25^\circ$  и  $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,5 \dots 0,7$ . По результатам аппроксимации данных эксперимента получены следующие уравнения регрессии (коэффициенты корреляции соответственно равны 0,94 и 0,97):

– при качении дискового ножа со скольжением ( $\lambda = 0 \dots 1,0$ )

$$k_{э,д} = 0,53 + 0,2\text{tg}\varphi_1 + 0,006(\alpha - 0,3\beta) + 0,2(A - 0,85\lambda^3);$$

– для условий качения с буксованием ( $\lambda = 1,05 \dots 1,25$ ) уравнение имеет вид

$$k_{э,д} = 0,87 + 0,014\alpha + 0,8(1,2A - \lambda);$$

– после преобразований получим формулу для определения косога резания грунта дисковым ножом

$$P_1 = 12,1C \left[ 1 + 0,0075(45 - \gamma) \right] k_{э,д} d^{0,57} h^{1,43} \left[ \frac{\sin\alpha}{\cos\beta^{0,43}} \right].$$

Анализ показывает, что энергоёмкость косога резания зависит от геометрических параметров, углов установки, режимов резания дискового ножа (т.е. режима его качения, толщины срезаемой стружки) и физико-механических свойств разрабатываемого грунта.

Для изучения закономерностей процесса косога резания грунта дисковым ножом были проведены экспериментальные исследования в грунтовом канале на модели двухдискового рабочего органа, конструкция которого позволяла изменять углы установки дисковых ножей, компенсируя боковые нагрузки на тензометрическую тележку. При этом использовались сферические дисковые ножи диаметром  $d = 0,2$  м и радиусом кривизны  $R = 0,9d$ .

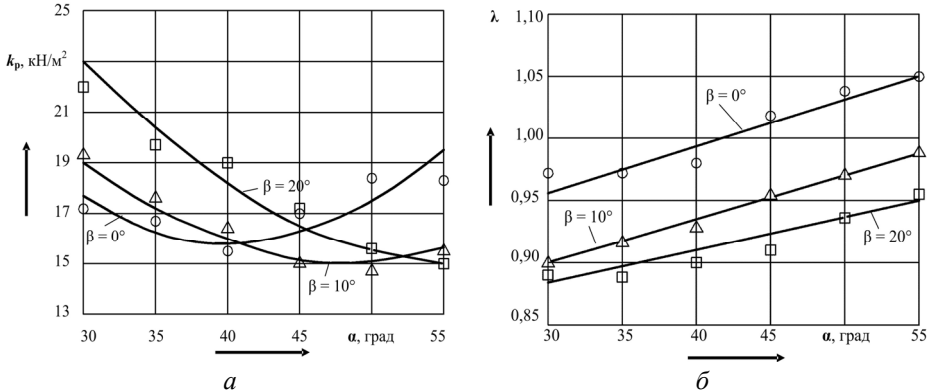


Рис. 3. Влияние углов установки ( $\alpha, \beta$ ) на удельное сопротивление резанию ( $k_p$ ) и режим качения ( $\lambda$ ) дискового ножа:  $a - k_p$ ;  $b - \lambda$ ;  $C = 2$ ;  $h = 0,025$  м;  $R = 0,9d$ ;  $d = 0,2$  м

Эксперименты проводились на супеси объемной массой  $1600 \text{ кг/м}^3$ , влажностью 8–10 %, с числом ударов плотномера ДорНИИ  $C = 2$ . Длина участка резания грунта составляла  $0,88$  м при скорости  $0,15$  м/с.

На рис. 3,  $a, b$  представлены результаты исследований по влиянию углов установки дисковых ножей на режим их качения и энергоёмкость процесса косога резания грунта.

Зависимости удельного сопротивления резанию  $k_p$  от угла захвата  $\alpha$  (при фиксированном значении угла наклона  $\beta$ ) представляют собой параболы, минимальное значение которых с увеличением угла наклона смещаются в сторону возрастания угла  $\alpha$  (рис. 3, а). Например, при  $\beta = 0^\circ$  минимальное значение  $k_p$  соответствует  $\alpha = 35 \dots 45^\circ$ ; при  $\beta = 10^\circ$   $\alpha = 45 \dots 55^\circ$ ; при  $\beta = 20^\circ$   $\alpha = 50 \dots 55^\circ$ . Причем диапазон изменения минимальных значений  $k_p$  находится в пределах 15–16 кН/м<sup>2</sup>, что связано с изменением режима качения дисковых ножей при резании. Из графиков на рис. 3, б следует, что с увеличением угла  $\alpha$  и уменьшением  $\beta$  значения кинематического параметра  $\lambda$  возрастают: при  $\beta = 0^\circ$  – от 0,96 до 1,05; при  $\beta = 10^\circ$  – от 0,90 до 0,98; при  $\beta = 20^\circ$  – от 0,88 до 0,95. Это соответствует качению дисковых ножей с меньшим скольжением.

На рис. 4 представлены зависимости сопротивления косому резанию грунта ( $P_1$ ) от толщины срезаемой стружки, при фиксированных значениях углов установки дисковых ножей ( $\alpha = 37^\circ$ ,  $\beta = 5^\circ$ ).

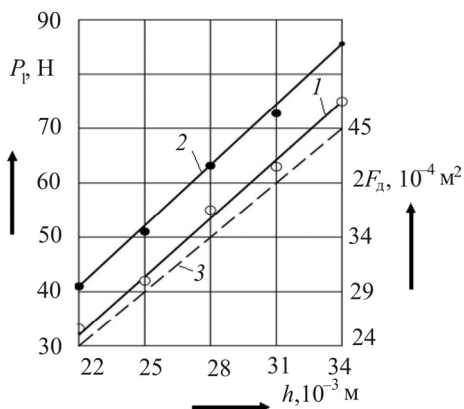


Рис. 4. Зависимость сопротивления резанию ( $P_1$ ) и площади поперечного сечения ( $2F_d$ ) от толщины срезаемой стружки: 1, 2 —  $P_1$ ; 3 —  $2F_d$ ; ○ — свободно вращающиеся дисковые ножи; ● — дисковые ножи заторможены;  $\alpha = 40^\circ$ ;  $\beta = 5^\circ$ ;  $C = 2$

Из анализа этих зависимостей следует, что с увеличением толщины срезаемой стружки пропорционально возрастает площадь ее поперечного сечения ( $2F_d$ ), а следовательно, и сопротивление резанию. Причем торможение дисковых ножей приводит к возрастанию сопротивления и энергоемкости процесса резания на 13–23 % в исследуемом диапазоне  $h$ , что подтверждает экспериментальные данные других авторов [5].

В таблице даны результаты проверки аналитической зависимости по определению сопротивления косому резанию грунта свободно вращающимся дисковым ножом ( $\alpha = 40^\circ$ ;  $\beta = 5^\circ$ ;  $d = 0,2 \text{ м}$ ;  $R = 0,9d$ ;  $C = 2$ ;  $\text{tg}\varphi_1 = 0,5$ ;  $\lambda = 0,97$ ). Сопоставление экспериментальных данных с расчетными значениями дает достаточно хорошую сходимость. Погрешность расчета находится в диапазоне от 24,0 ( $h = 0,22 \text{ м}$ ) до 5,6 % ( $h = 0,034 \text{ м}$ ).

В результате проведенных исследований разработана математическая модель процесса косо́го резания грунта свободно вращающимся дисковым ножом и предложен метод расчета сопротивлений, базирующийся на использовании основных положений традиционных теорий резания грунтов.

#### Сопротивление косо́му резанию грунта дисковым ножом

Сопротивление резанию, Н	Толщина срезаемой стружки грунта, м				
	0,022	0,025	0,028	0,031	0,034
Теоретическое значение	41,52	50,39	59,65	69,36	79,75
Экспериментальное значение	33,48	42,07	52,86	63,75	75,56
Погрешность расчета, %	24,0	19,8	12,8	8,8	5,6

Полученные результаты могут быть использованы для создания научно обоснованной методики проектирования отвально-ковшовых рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин, реализующих принцип косо́го резания грунта дисковым ножом.

#### Список литературы

1. Гаврилов Ю.М., Курилов Е.В., Никешин В.В. Испытание чашечного ковша // Строительные и дорожные машины. – 1983. – № 12. – С. 5–6.
2. Курилов Е.В., Щербаков А.С. Полусферический отвал бульдозера с дисковыми секциями // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 12. – С. 46–50.
3. Курилов Е.В., Щербаков А.С. Расчет технологических параметров отвала бульдозера с дисковыми секциями // Известия вузов. Строительство. – 2009. – № 5. – С. 84–87.
4. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства: учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2010. – 119 с.
5. Нартов П.С. Дисковые почвообрабатывающие орудия. – Воронеж: Изд-во Воронеж. ун-та, 1972. – 181 с.

# ВЫЯВЛЕНИЕ МЕСТ УСТАНОВКИ ПРОТИВОАДГЕЗИОННЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ ПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА КОВША ЭКСКАВАТОРА

**С.А. Зеньков, К.А. Игнатъев,  
С.Ю. Красавин, Э.И. Товмасын**

Братский государственный университет, Россия

*С применением современных программ САПР (CAD) была построена трехмерная твердотельная модель и произведен расчет напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЭО-3323. Построены карты перемещений, деформаций и напряжений в ковше и выявлены наиболее и наименее напряженные места. Определены места, где можно расположить устройства для снижения адгезии грунта к ковшам экскаваторов с целью повышения эффективности их работы.*

**Ключевые слова:** системы автоматизированного проектирования (САПР), CAD (Computer Aided Design), ковш экскаватора, трехмерная твердотельная модель, напряжения, перемещения, деформации, адгезия грунта.

Для производства конкурентоспособной продукции необходимо как можно быстрее выпускать новые изделия, снижать их себестоимость и повышать качество. Этому способствуют современные системы автоматизированного проектирования (САПР), позволяющие облегчить весь цикл разработки изделий – от выработки концепции до создания опытного образца и запуска его в производство. Тем самым значительно ускоряется процесс создания новой продукции без ущерба качеству.

Применение САПР конструирования изделий, которую на Западе называют CAD (Computer Aided Design), позволяет выполнять объемное и плоское геометрическое моделирование, инженерный анализ, оценку проектных решений, получение чертежей.

Цель САПР – повысить качество проектирования, снизить материальные затраты на него, сократить сроки проектирования и ликвидировать рост числа инженерно-технических работников, занятых проектированием и конструированием.

Опыт эксплуатации землеройных машин показывает, что при разработке влажных грунтов (особенно при отрицательной температуре) намерзание и налипание грунта на рабочие органы существенно снижает производительность машин.

При этом снижение производительности происходит из-за уменьшения полезной вместимости ковшей за счет неполной выгрузки, увеличения лобового сопротивления при резании (копании) в результате прилипания влажного грунта к рабочему органу, роста сопротивления входа в ковш, увеличения простоев машин ввиду необходимости очистки рабочих органов. Кроме того, растут энергетические потери из-за увеличения сил трения и снижается качество выполняемых работ. Сила трения при копании и планировке составляет 30–70 % от общего сопротивления копанью, а производительность снижается в 1,2–2 раза и более [1].

Для борьбы с адгезией грунтов предлагается использовать пьезокерамические преобразователи (трансдюсеры), обладающие эффектом теплового и вибрационного воздействия. Они относятся к комбинированным методам воздействия и могут быть размещены в местах наибольшей адгезии. Их действие основано на обратном пьезоэлектрическом эффекте.

Исследовано совместное применение вибрации и подогрева рабочей поверхности [4]. При вибротепловом воздействии появляется новый технологический эффект, заключающийся в том, что увеличивается диапазон влажности эффективного применения и резко снижаются силы трения. Для разрушения адгезионных связей при подогреве требуется меньшая вынуждающая сила вибратора. Вибрация ускоряет подогрев контактного слоя, что снижает затраты тепловой энергии.

Однако встает вопрос о месте размещения трансдюсеров на ковше экскаватора.

В данной работе произведен расчет напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЭО-3323 при помощи системы автоматизированного проектирования APM WinMachine с целью определения наименее напряженных мест для размещения пьезокерамических преобразователей.

APM WinMachine – система автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования и конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений. Эта система в полном объеме учитывает требования государственных стандартов и правил, относящихся как к оформлению конструкторской документации, так и к расчетным алгоритмам [2].

Несмотря на широкие функциональные возможности APM WinMachine, создавать трехмерные твердотельные модели деталей и конструкций сложной геометрии в данной системе неудобно. Для решения этой проблемы существует возможность импортирования файлов из других систем, в которых процесс создания трехмерных моделей деталей и конструкций проще и занимает меньше времени. На рис. 1 представлена трехмерная модель ковша экскаватора ЭО-3323, сделанная в системе КОМПАС-3D. Представленная модель была

импортирована в препроцессор подготовки моделей для конечно-элементного анализа APM WinMachine, затем указаны места закрепления и приложены нагрузки по схеме на рис. 2. Схема нагрузок соответствовала положению ковша в момент его заглубления в грунт.  $X_A$ ,  $X_B$ ,  $Y_A$ ,  $Y_B$  – закрепление ковша (реакции опоры), сила  $P$  (наибольшее усилие копания экскаватора), действующая на ковш через зубья, согласно технической характеристике машины была принята 100 кН [3].

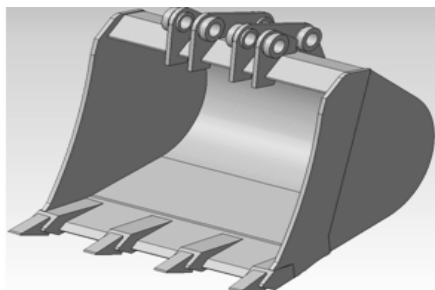


Рис. 1. Трехмерная модель ковша

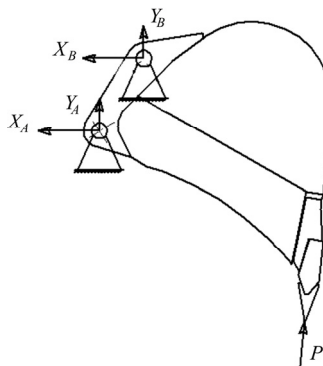


Рис. 2. Схема сил, действующих на ковш

Создание конечно-элементной модели было осуществлено на основе импортированной из КОМПАС-3D геометрической модели в APM Studio (рис. 3). Для нее выбрана тетраэдральная сетка из десятиузловых элементов второго порядка. Количество конечных элементов составляло 210 103, количество узлов – 60 465.

В состав APM Studio входят инструменты подготовки сборок к расчёту, задания граничных условий и нагрузок, а также встроенные генераторы конечно-элементной сетки (как с постоянным, так и с переменным шагом) и постпроцессор. Этот функциональный набор позволяет смоделировать твердотельный объект и комплексно проанализировать поведение расчётной модели при различных воздействиях с точки зрения статики, собственных частот, устойчивости и теплового нагружения непосредственно в модуле APM Studio.

В работе рассмотрены основные нагрузки, действующие на ковш, для различных положений ковша экскаватора. Рассматривается случай максимального приложения нагрузки, при этом нагрузка равномерно распределена по длине режущей кромки ковша и на каждый зуб.

В рамках предложенной постановки 3D задачи механики контактного взаимодействия программной системе конечных элементов анализа APM Studio получены поля компонентов тензора напряжений, а также найдены относительные перемещения в ковше экскаватора ЭО-3323.

**Анализ полученных результатов.** На рис. 4 представлены напряжения в ковше при нагрузке по 25 кН на каждый зуб, нагружение соответствует моменту заглупления ковша в грунт. В основном в ковше возникают напряжения 5–10 мПа (не отмеченные места). В местах, обозначенных цифрой 1, возникают напряжения 30–40 мПа, цифрой 2 – 10–20 мПа, цифрой 3 – до 160 мПа. Наиболее напряженные участки в ковше – это места крепления упоров к задней стенке 3, которые являются концентраторами напряжений.

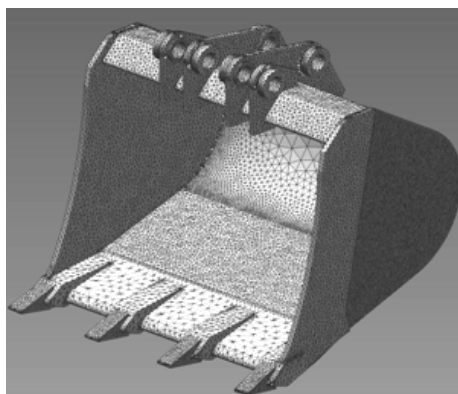


Рис. 3. Разбиение ковша на конечные элементы с использованием модуля твердотельного моделирования APM Studio

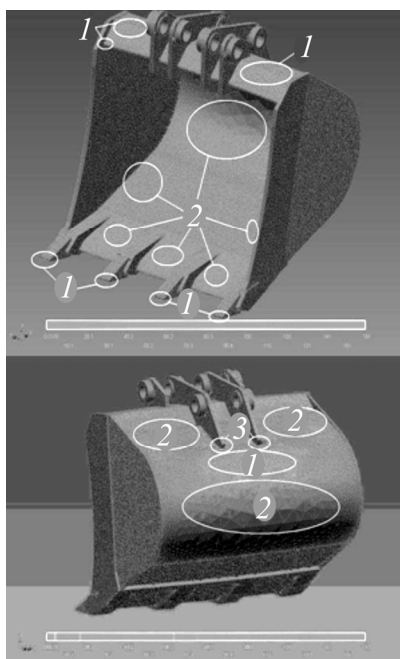


Рис. 4. Карта напряжений в ковше

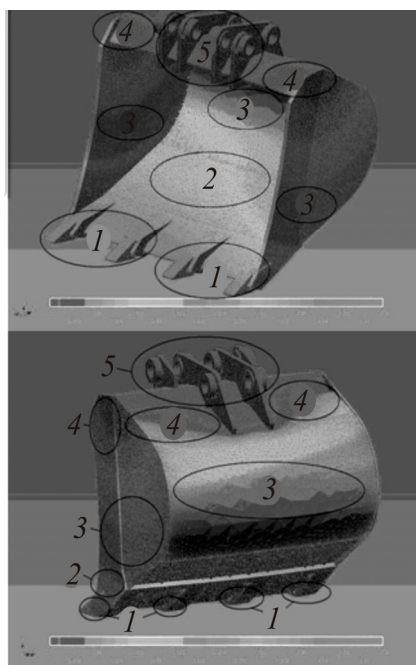


Рис. 5. Карта перемещений в ковше



На рис. 5 цифрами отмечены перемещения относительно мест крепления: 1 – 1,2–1,4 мм; 2 – 0,8–1 мм; 3 – 0,6–0,7 мм; 4 – 0,1–0,2 мм; 5 – 0–0,2 мм. Наибольшее перемещение при нагрузке от крепления присутствует в местах расположения зубьев, что можно объяснить приложением в этих местах сосредоточенной нагрузки от разрабатываемого грунта.

На рис. 6 цифрами отмечены деформации: 1 – растяжение 0,000 070–0,000 080; 2 – сжатие 0,000 040–0,000 080. Неотмеченные места – растяжение 0,000 006–0,000 010.

На основании полученных результатов представляется возможность изменения конструкции таким образом, чтобы напряжения в ковше были равны, не возникало сильно напряженных мест.

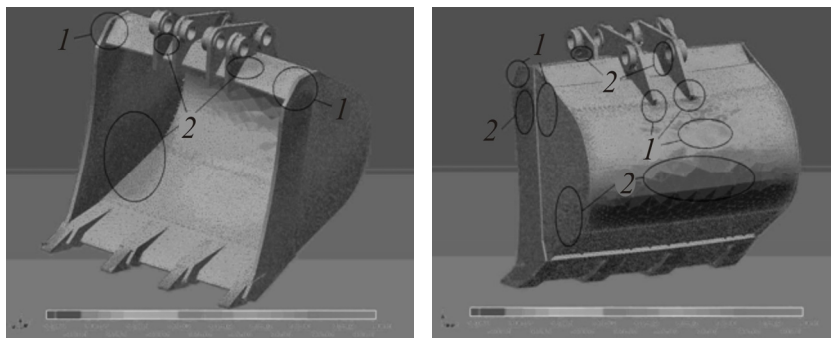


Рис. 6. Карта деформаций в ковше

Местами возможного размещения пьезокерамических преобразователей являются задняя стенка ковша по обе стороны от мест крепления упоров к задней стенке (см. рис. 6) и места перехода от задней стенки к днищу.

### Список литературы

1. Использование пьезокерамических преобразователей (трансдюсеров) для снижения сил адгезии грунтов на рабочих органах строительно-дорожных машин / С.А. Зеньков [и др.] // Политранспортные системы Сибири: сб. докл. VI Всерос. науч.-техн. конф. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2009. – Ч. 1. – С. 346–351.
2. Решение для машиностроения CAD/CAE система APM WinMachine [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.apm.ru/rus/machinebuilding/> (дата обращения: 12.12.2011).
3. Конечно-элементное исследование напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЭО-3323 / А.С. Козик [и др.] // Механики XXI века: сб. докл. X Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Братск. гос. ун-т. – Братск, 2011. – С. 143–145.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА

**С.Е. Козориз, Т.И. Третьякова**

Инновационный Евразийский университет, г. Павлодар, Казахстан

*Приводится информация об исследовании теплового режима работы тормозов механизма поворота гусеничного бульдозера. Информация о тепловом состоянии тормозных накладок тормозов механизма поворота трактора представляет значительный интерес для увеличения их долговечности. Рассматривается влияние режима работы тормозов на формирование полной температуры тормозов механизма поворота.*

**Ключевые слова:** *бульдозер, механизм поворота, остановочный тормоз, тормоз поворота, температура поверхностей трения.*

Исследования тормозных устройств показали, что основным фактором, определяющим стабильность коэффициента трения и износоустойчивость тормозных накладок является их температурное состояние, поэтому одной из главных задач рационального конструирования тормозов является ограничение этого нагрева и сохранение высоких фрикционных свойств тормозных накладок.

На основе анализа результатов испытания фрикционных материалов было установлено:

– тепловой режим работы тормозов является основным фактором, определяющим сохранение фрикционных свойств тормозного материала;

– для фрикционных материалов, имеющих в своем составе органические составляющие, нельзя установить функциональную связь коэффициента трения и температуры, так как значение коэффициента трения определяется не только температурой в данный момент, но и предшествующим тепловым режимом;

– для каждого типа фрикционного материала при нагреве сверх определенного значения температуры происходит существенное изменение коэффициента трения и резкое снижение износоустойчивости.

Таким образом, для создания надежной конструкции тормоза необходимо располагать достаточно точным методом теплового расчета, позволяющим установить влияние любых изменений конструкции и режима торможения на температуру. Располагая таким методом расчета, можно определить направление необходимых изменений конструкции или режима работы для сниже-

ния тепловой напряженности тормоза, поэтому расчетная оценка тепловой нагрузки имеет большое значение при создании и отработке конструкций тормозов механизма поворота (МП).

В процессе работы тормоза тепло, возникающее на поверхности трения, распространяется по металлу тормозного диска и материалу фрикционной накладки и в результате конвективного обмена рассеивается в окружающей среде. Процесс нагрева и охлаждения осложняется тем обстоятельством, что тормоза обычно работают в повторно-кратковременном режиме с большим числом включений в замкнутом пространстве тормозных отсеков трансмиссии трактора. При этом температура, возникающая на поверхности трения к концу одного торможения, не успевает за время паузы снизиться до температуры окружающей среды, поэтому следующее торможение начинается при температуре более высокой, чем предыдущее. В результате длительной работы тормозов устанавливается стационарный повторно-кратковременный режим, при котором температура к концу каждого торможения имеет одно и то же значение.

Тепловыделение при трении происходит на пятнах фактического касания поверхностей, которые в процессе трения и износа изменяются и перемещаются по поверхности контурного и номинального контактов. Характер изменения и перемещения пятен контакта определяется процессами физико-химической механики трения и изнашивания на микро- и макроуровне, на которые влияют температура, нагрузка, скорость скольжения и окружающая среда. Распределение и миграция фактических пятен касания по контурной и номинальной поверхностям трения неизвестны.

В соответствии с принципом наложения температура в процессе распространения тепла при совместном действии ряда источников рассматривается как сумма температур от действия каждого источника. Максимальная температура на фактическом пятне касания фрикционной пары [1] в приложении к фрикционным узлам  $\vartheta_{\max}$  складывается из четырех составляющих: исходной температуры  $\vartheta_0$ , объемной температуры  $\vartheta_V$ , средней температуры номинальной поверхности трения  $\vartheta^*$  и температуры вспышки (скачка температуры при трении)  $\vartheta_{\text{всп}}$  на фактическом пятне касания,

$$\vartheta_{\max} = \vartheta_0 + \vartheta_V + \vartheta^* + \vartheta_{\text{всп}}. \quad (1)$$

По формуле Шарона [2] температура вспышки составляет менее 5 % от средней температуры номинальной поверхности трения  $\vartheta^*$ , поэтому величиной температуры вспышки пренебрегаем. Для определения максимальной температуры на фактическом пятне касания фрикционной пары получим выражение

$$\vartheta_{\max} = \vartheta_0 + \vartheta_V + \vartheta^*. \quad (2)$$

Можно сформулировать задачу теплопроводности при трении следующим образом: найти распределение температур в элементах пары трения 1 и 2, когда на их контакте действует переменный по времени и координате источник теплоты, а со свободных поверхностей происходит теплоотдача в окружающую среду в соответствии с рис. 1, которая для изотропных тел 1 и 2 математически может быть записана следующим образом:

$$\nabla^2 \vartheta_{1,2} = \frac{1}{a_{1,2}} \frac{\partial \vartheta_{1,2}}{\partial t}, \quad (3)$$

где  $a_{1,2}$  – температуропроводность материалов 1 и 2.

Статистические данные показывают, что в процессе эксплуатации промышленного трактора тормоза МП работают с большой частотой включения до 400 вкл/ч [3], что характеризует их режим работы как повторно-кратковременный.

Резко изменяющийся характер нагружения тормозов в пределах одного включения и регулярное повторение циклов в течение каждого вида работ, выполняемых промышленным трактором, позволяет охарактеризовать режим их работы как резко нестационарный (кратковременный) в пределах одного включения и как квазистационарный (повторно-кратковременный) в пределах каждого вида работ.

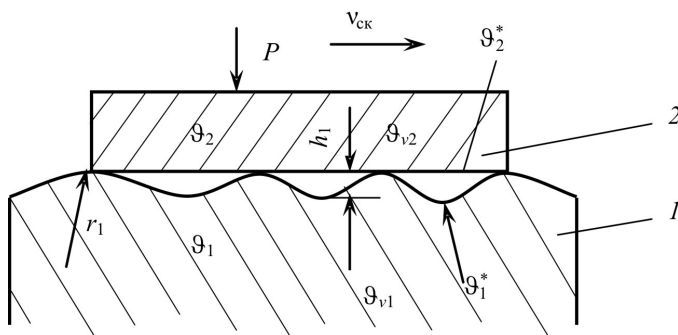


Рис. 1. Модель дискретного контакта к гипотезе суммирования температур на поверхности трения

*Объемная температура тормоза  $\vartheta_v$ .* Тормозные отсеки заднего моста представляют собой замкнутое пространство и практически не вентилируются, а повторно-кратковременный характер работы тормозов приводит к тому, что объемная температура может значительно повышаться.

Тормоз нагревается в процессе трения до  $\vartheta'_{vi}$  и должен охладиться при естественной вентиляции до начальной температуры  $\vartheta_0$ . Интенсивность охлаждения тормоза оценивается величиной  $K't_{\text{охл}}$ . Такой процесс охлаждения определяется по закону Ньютона

$$\vartheta_{Vi} - \vartheta_0 = (\vartheta'_{Vi} - \vartheta_0) e^{K't_{\text{охл}}}. \quad (4)$$

Предполагаем, что трение осуществляется с определенной интенсивностью через промежутки времени  $t_{\text{охл}}$  в соответствии с рис. 2. В этом случае подъем средней объемной температуры за один цикл трения

$$\vartheta'_{Vi} - \vartheta''_{Vi} = \Delta\vartheta_{Vi} \frac{\alpha_{\text{ТП}} W_{\text{ТП}}}{m_i c_i} = \Delta\vartheta_{Vi} \frac{W_{\text{ТП}} K_i}{\alpha'_i A_{\text{вент}}}. \quad (5)$$

При числе торможений  $n \rightarrow \infty$ , для квазистационарного режима трения при  $K't_{\text{охл}} \leq 1,2$ , для определения объемной температуры рекомендуется пользоваться упрощенными формулами:

– после завершения очередного цикла охлаждения

$$\vartheta''_{Vi\infty} = \vartheta_0 + \alpha_{\text{ТП}} W_{\text{ТП}} \left( \frac{1}{\sigma'_i A_{\text{вент}} t_{\text{охл}}} - \frac{1}{2m_i c_i} \right); \quad (6)$$

– после очередного торможения

$$\vartheta'_{Vi\infty} = \vartheta_0 + \alpha_{\text{ТП}} W_{\text{ТП}} \left( \frac{1}{\sigma'_i A_{\text{вент}} t_{\text{охл}}} + \frac{1}{2m_i c_i} \right). \quad (7)$$

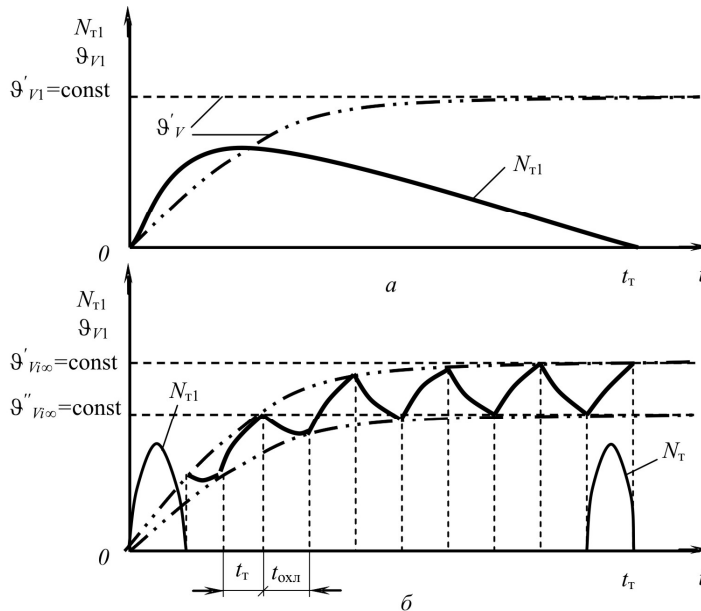


Рис. 2. Изменение объемной температуры  $\vartheta_{Vi}$  и мощности трения  $N_{\text{Т}}$  при повторно-кратковременном режиме трения: а – после первого включения; б – повторно-кратковременный режим с выходом на квазистационарный тепловой режим трения

Для определения  $\sigma'_i$  в инженерной практике при расчете нестационарных температур для движущихся и вращающихся узлов трения можно использовать формулу Т.П. Ньюкомба [Вт/(м<sup>2</sup>·°С)]:

$$\sigma' = 17,1 + 22,7\sqrt{v_{\text{cp}}},$$

где  $v_{\text{cp}}$  – скорость воздушного потока, обдувающего узел трения.

В работе [1] приводятся данные по коэффициенту внешней теплоотдачи  $\sigma'_i = 17...72$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

В выражениях (6) и (7) неизвестно время охлаждения тормоза –  $t_{\text{охл}}$ . В связи с различием в режимах использования тормозов МП и остановочного тормоза определим время охлаждения отдельно для каждого из них.

*Тормоз механизма поворота.* Тормоз механизма поворота используется в основном для компенсации отклонений бульдозера от заданной траектории (рис. 3).

Принимая траекторию увода трактора за отрезок окружности радиуса  $R_{\text{ув}}$ , имеем

$$S = \sqrt{R_{\text{ув}}^2 - (R_{\text{ув}} - \Delta)^2} = \sqrt{2R_{\text{ув}}\Delta - \Delta^2}.$$

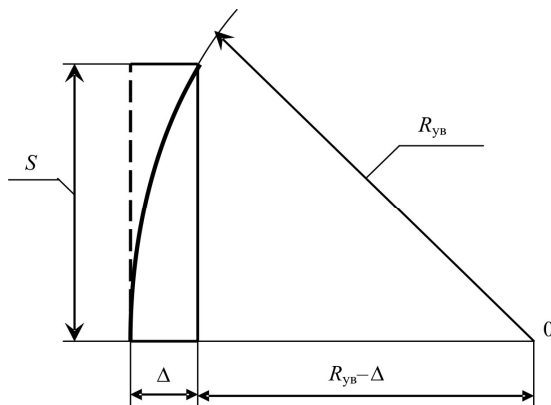


Рис. 3. Схема увода бульдозера с заданной траектории движения:

$S$  – путь бульдозера до поворота;  $R_{\text{ув}}$  – радиус увода;

$\Delta$  – допустимая величина увода

Принимая с небольшой погрешностью  $v_{\text{д}} = v_{\text{т}}$ , можем высчитать количество включений тормоза в единицу времени

$$n = \frac{v_{\text{д}}}{S} = \frac{v_{\text{т}}}{\sqrt{2R_{\text{ув}}\Delta - \Delta^2}} \quad (8)$$

и время между торможениями:

$$t_{\text{охл}} = \frac{1}{n} = \frac{\sqrt{2R_{\text{ув}} \Delta - \Delta^2}}{v_{\text{т}}}. \quad (9)$$

Формулы (8) и (9) дают минимальное количество включений тормоза и максимальное время охлаждения, потому что не учитывают дополнительное количество корректирующих включений при вождении трактора водителем невысокой квалификации.

*Остановочный тормоз.* Остановочный тормоз используется в основном для совершения крутых поворотов без нагрузки. Анализ траектории движения бульдозера в реальных условиях эксплуатации [4] выявил, что при движении вперед на всех видах работ осуществляются пологие повороты. Более крутые повороты от 50 до 90° осуществляются при движении назад. Рассмотрим характерный случай для промышленного трактора использования остановочных тормозов – поворот с поднятым отвалом при переходе в следующую траншею в соответствии с рис. 4.

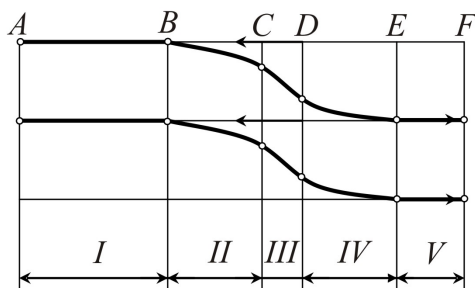


Рис. 4. Траектория движения бульдозера при переходе в следующую траншею

Процесс движения бульдозера назад по траектории, показанной на рис. 4, можно разбить на пять этапов. Этапы I, III, V характеризуются прямолинейным движением. II этап характеризуется левым поворотом бульдозера, IV этап – правым поворотом бульдозера.

При выполнении операции бульдозер проходит расстояние  $S = 2l$  со средней скоростью  $v_{\text{ср}} = k'' v_{\text{т}}$ , где  $k''$  – коэффициент уменьшения скорости за счет непрямолинейного движения. По данным НАТИ,  $k'' = 0,942 \dots 0,99$ . За путь  $S$ , пройденный БА, количество включений остановочного тормоза может быть выражено формулой

$$n = \frac{k'' v_{\text{ср}}}{2l}. \quad (10)$$

Время охлаждения подсчитаем по формуле

$$t_{\text{охл}} = \frac{1}{n} = \frac{2l}{k^n v_{\text{ср}}}. \quad (11)$$

В связи со случайным характером использования тормозов МП и остановочных тормозов оценку частоты включения и величины периода их охлаждения целесообразно проводить по результатам статистической обработки опытных данных. Такие данные получены в исследовании [4]. За время испытаний трансмиссии с дисковыми тормозами в объеме 8006 машино-часов было произведено 207 788 включений правого и 195 625 включений левого тормоза.

*Тормоз поворота.* Анализ результатов расчета показывает, что:

1. Основную часть полной температуры  $\Theta_{\text{п}}$  составляют: начальная температура трансмиссии  $\Theta_{\text{н}} - 90\%$ ; объемная температура тормоза поворота  $\Theta_{\infty\text{п}} - 9\%$ .

2. Поверхностная температура  $\Theta_{\text{п}}^*$  достигает максимума в конце *III* этапа и составляет около  $1\%$  от  $\Theta_{\text{п макс}}$ .

3. В процессе единичного торможения суммарная температура рабочей поверхности тормоза поворота возрастает незначительно на  $0,7-1,06\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что объясняется сравнительно небольшой мощностью и работой трения. Линейный характер роста  $\Theta_{\text{п}}$  в процессе трения тормоза поворота является следствием преобладания стационарных процессов.

4. Полная температура поверхности трения  $\Theta_{\text{п}}$  на *I* передаче на  $\sim 2\text{ }^{\circ}\text{C}$  выше, чем на *VII* передаче, что связано с выделением большого количества работы трения за счет буксования тормоза при передаче больших моментов трения на *I* передаче за счет более высокого значения нагрузки на рабочем органе.

5. Наибольшую температуру (до  $148\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) имеют поверхности промежуточного диска в связи с большой начальной температурой, равной объемной температуре остановочного тормоза.

В табл. 1 приведены результаты сравнительного теплового расчета тормоза поворота известными [5] и предлагаемым методами расчета. Расчеты произведены для двухдискового тормоза поворота трактора Т-6.00 при совершенствовании подворотов. Начальная температура тормоза принята для обоих методов расчета одинаковой, равной  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Из табл. 1 видно, что известные методы расчета дают по сравнению с предлагаемым методом в  $3-5$  раз большее приращение температуры тормоза поворота за одно торможение. Суммарная температура рабочих поверхностей, подсчитанная по предлагаемому методу, на  $5-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  выше. Это является следствием того, что известные методы предполагают достижение максимальной температуры за счет реализации тепла единичного включения тормоза. В действительности, основной рост температуры рабочих поверхностей тормоза поворота получается за счет прироста объемной температуры при многократном срабатывании тормоза, что не учитывается известными методами расчета.



Сравнительный расчет тепловых параметров  
дисковых тормозов поворота трактора Т-6.00

Параметры, °С	Передачи					
	I		IV		VII	
	Метод расчета					
	Известн.	Предлаг.	Известн.	Предлаг.	Известн.	Предлаг.
$\vartheta_{п}^*$	3,055	1,1	3,055	0,89	3,055	0,67
$\vartheta_{п}$	93,055	100	93,055	99,5	93,055	98,0
				149		

*Остановочный тормоз.* Расчет произведен для двухдискового тормоза трактора Т-6.00:  $N = 110$  кВт,  $m = 7990$  кг,  $J_{\phi} = 20\ 855$  кг·м<sup>2</sup> при совершении поворота на  $90^{\circ}$  с поднятым отвалом при перестроении на другую полосу движения.

Анализ полученных графиков показывает, что:

1. Изменение температуры I этапа имеет нелинейный характер с максимумом при  $1 > \tau > 0$ . На втором этапе происходит линейное нарастание температуры.

2. Максимальное значение полной температуры поверхности может достигаться как в I этапе при  $\tau \approx 0,5$ , так и в конце второго этапа, что подтверждает необходимость учета характера изменения работы и мощности трения действительного процесса торможения.

3. Основную часть полной температуры остановочного тормоза составляет начальная температура трансмиссии ( $\vartheta_{н} \approx 42...68\%$ ) и объемная температура остановочного тормоза ( $\vartheta_{\infty} \approx 20...40\%$ ). Меньшую часть составляет средняя поверхностная температура ( $\vartheta_0^* \approx 13...16\%$ ). Однако, в отличие от тормоза поворота, средняя поверхностная и объемная температура составляют у остановочного тормоза значительную часть полной температуры. Последнее можно объяснить значительно большей (~в 100 раз) работой и мощностью трения остановочного тормоза по сравнению с теми же параметрами тормоза поворота.

В табл. 2 приведены результаты сравнительного теплового расчета остановочного тормоза известными [5] и предлагаемым методами расчета. Расчеты произведены для двухдискового тормоза поворота трактора Т-6.00, при совершении поворота на  $90^{\circ}$  с поднятым отвалом. Начальная температура тормоза принята для обоих методов расчета одинаковой, равной  $90^{\circ}\text{C}$ .

Из табл. 2 видно, что известные методы расчета дают по сравнению с предлагаемым методом в 2,6–4 раза большее приращение объемной температуры  $\vartheta_{\infty}$  за одно торможение.

Сравнительный расчет тепловых параметров  
дисковых остановочных тормозов трактора Т-6.00

Параметры, °С	Передачи					
	I		II		III	
	Метод расчета					
	Известн.	Предлаг.	Известн.	Предлаг.	Известн.	Предлаг.
$\vartheta_0^*$	38,7	10	50	12	52,9	20
$\vartheta_0$	97,9	147,5	100,6	173,5	142,9	216,5

Несмотря на то что расчетная работа трения остановочного тормоза по известным методам расчета в три раза больше, чем по предлагаемому, суммарная температура рабочих поверхностей остановочного тормоза, подсчитанная по предлагаемому методу, в 1,5–1,7 раза выше. Последнее является следствием того, что известные методы расчета предполагают достижение максимальной температуры за счет реализации тепла единичного включения тормоза. В действительности основными составляющими полной температуры рабочих поверхностей остановочного тормоза являются объемная температура при многократном включении тормоза и средняя поверхностная температура, которые не учитываются известными методами расчета.

### Список литературы

1. Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
2. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. Сцепления транспортных и тяговых машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
3. Барышев В.И. Повышение конкурентоспособности промышленных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1993. – № 10. – С. 6–9.
4. Исследование нагруженности трансмиссии промышленного трактора ДТ-75МП. Этап 3. Разработка предварительной методики стендовых ресурсных испытаний трансмиссии: отчет о НИР. – Павлодар, 1984. – 56 с.
5. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

# О СНИЖЕНИИ ПЕРЕПАДОВ НОРМАЛЬНОЙ РЕАКЦИИ ПРИ КАЧЕНИИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семёнов

Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет, Россия

*Рассмотрен вопрос снижения уровня воздействия на грунт со стороны гусеничного движителя за счет выравнивания эпюры нормальных давлений путем увеличения длины «активных» участков опорной поверхности машины.*

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, разрушение грунта, нормальная реакция, транспортная гусеничная машина, звенчатая гусеница, ленточная гусеница, пневматическая гусеница.

При освоении природных ресурсов в труднодоступной местности в России получили распространение вездеходы двух классов: среднего (ГТ-С и ГТ-СМ) и тяжелого (ГТ-Т). Созданы специальные снегоболотоходы особо высокой проходимости: двухзвенные гусеничные машины ДТ-20. Высокие тягово-цепные характеристики в условиях бездорожья обусловили их преимущественное использование при геологоразведочных и нефтедобывающих работах в северо-восточных районах страны. За рубежом, особенно в Канаде, снегоболотоходные машины также нашли широкое применение. Парк таких машин характеризуется следующими средними параметрами: среднее давление на почву 0,020–0,025 МПа, максимальная скорость 40 км/ч.

С экологической точки зрения важно, что вездеходы обеспечивают движение в зимних условиях по снежному покрову, однако в летний сезон (до 4 месяцев) эксплуатация машин приводит к уничтожению флоры, даже при указанных удельных давлениях. Актуальная потребность в машинах особо высокой проходимости, сочетающих минимальное воздействие на растительный покров почвы с удовлетворительными тягово-динамическими характеристиками и хорошей проходимостью, обусловило поиск решений и конструкций движителей.

Физическая картина деформации почвы при воздействии опорной поверхности может

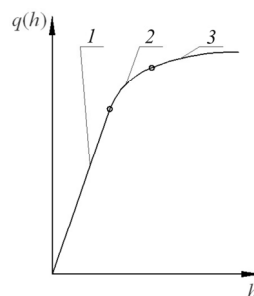


Рис. 1. Зависимость сопротивления почвы вдавлению от глубины погружения опорной поверхности

быть пояснена по графику на рис. 1, где показана связь между вертикальной деформацией грунта  $h$  и удельной нормальной нагрузкой  $q$ . Данный вид зависимости характерен для связных грунтов. Форма кривой значительно варьируется в зависимости от физико-механических свойств грунта.

При малых удельных нагрузках растительный покров почвы уплотняется и под опорой образуется грунтовое ядро. Этому участку 1 соответствует прямолинейный характер деформации. Теоретически после снятия нагрузки упругие деформации должны исчезнуть, а связь между деформациями и напряжениями описывается законом Гука. На участке 2 происходит уплотнение почвы и ее сдвиг. Сдвиг увеличивается и происходит прогрессирующее образование колеи. Развитие деформации сдвига происходит на участке 3, где восстановление почвы невозможно.

Отсюда следует формулировка прямой задачи: прочность дернового покрова должна обеспечивать неповреждающее воздействие опорной поверхности транспортной машины только в зоне упругих деформаций почвы. Любые технические решения по экологически безопасному движителю должны удовлетворять этому основному требованию. В обратной постановке: технические характеристики транспортной машины должны иметь параметры по уплотнению и сдвигу почвы не выше ее прочностных свойств.



Рис. 2. Стратиграфия почвенного слоя по глубине залегания

На рис. 2 и в таблице приведены данные по глубине залегания почвенных слоев и их механические характеристики.

#### Механические свойства заболоченных грунтов

Характеристика дернового покрова	Толщина, см	Удельное сопротивление срезу, кг/см <sup>2</sup>	Модуль деформации, кг/см <sup>2</sup>
Сфагновые мхи	33,5–38,5	0,25–0,28	2,6–2,9
Гипновые мхи	27–28	0,18–0,21	1,86–2,15
Сфагновый торф	–	0,54	5,44
Осоковый с кочками	35–42	1,03–1,45	10,5–15,8
Осоково-лесной торф	–	0,67	6,7

Из данных таблицы следует, что несущая способность растительного покрова почвы составляет менее  $0,25 \text{ кг/см}^2$ . Это значение удельного давления является пределом для передвижения машин вездеходного типа. Участки местности с несущей способностью до  $0,50 \text{ кг/см}^2$  являются разрушаемыми.

При проектировании гусеничных машин стремятся к тому, чтобы нормальное давление распределялось по длине опорной поверхности равномерно, по крайней мере при наиболее вероятных режимах движения. Для транспортной гусеничной машины (ТГМ) – это движение по горизонтальной поверхности при полной (паспортной) нагрузке.

Даже с точки зрения теории ТГМ эпюра давлений в виде прямоугольника при движении шасси – абстрактная ситуация. При реализации тягового усилия эпюра деформируется и приобретает (в первом приближении) форму трапеции [1].

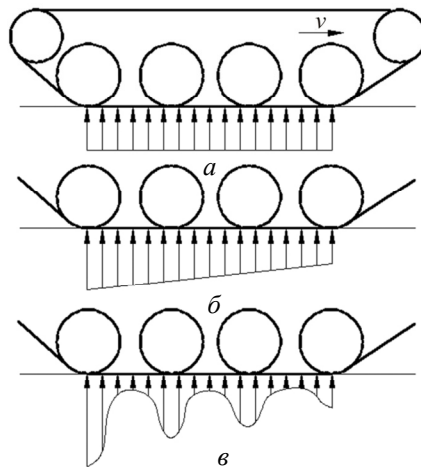


Рис. 3. Форма эпюры нормальных давлений под гусеницей (буквой  $v$  обозначена скорость движения):  $a$  – теоретическая прямоугольная («идеальная»);  $б$  – теоретическая трапециевидная;  $в$  – фактическая

Практически же имеют место локальные максимумы нормального давления под опорными катками, а в промежутках между ними давление на грунт существенно уменьшается (рис. 3). Таким образом, величина среднего нормального давления, определенная как отношение веса машины к площади опорной поверхности, весьма условно характеризует уровень воздействия шасси на грунт. Нормальная нагрузка передается на опорное основание в основном через участки опорной поверхности гусеницы, близкие к тракам, вовлеченным во взаимодействие с опорным катком. Через эти же участки в основном реализуется тяговое (касательное) усилие. Такие участки называют «активными». У мелкозвенчатой гусеницы при качении катка с наружной амортизацией (массивной шиной) с катком взаимодействует пара смежных траков, поэтому имеют место выраженные пики нормального давления под

опорным катком. Борьба с ними путем увеличения предварительного натяжения неэффективна, так как приводит к увеличению потерь мощности на перематывание гусеничного обвода.

Кроме того, качение звенчатого гусеничного движителя большинства серийно выпускаемых ТГМ сопровождается колебаниями траков. При удельной силе тяги 0,10–0,12 это приводит к положительному смещению (юзу) опорной ветви. Механизм этого явления, последствия с точки зрения воздействия на опорное основание, методы подавления неустойчивости траков были описаны в статье, опубликованной в «ЭкиП России» в 2009 г. [2]. Следует напомнить, что колебания траков приводят и к появлению локальных перегрузок на звене, когда нормальная нагрузка на нем может превысить половину нагрузки на опорный каток. Таким образом, локальные нагрузки под траками в зоне опорного катка существенно отличаются от средних значений.

Наиболее существенное с точки зрения эксплуатации ТГМ следствие неравномерности давлений под гусеницей – снижение проходимости по сыпучим грунтам, на снегу, а также на грунтах со слабым поверхностным слоем. Если потеря проходимости не наступает, снижается скорость движения машины, растет расход топлива.

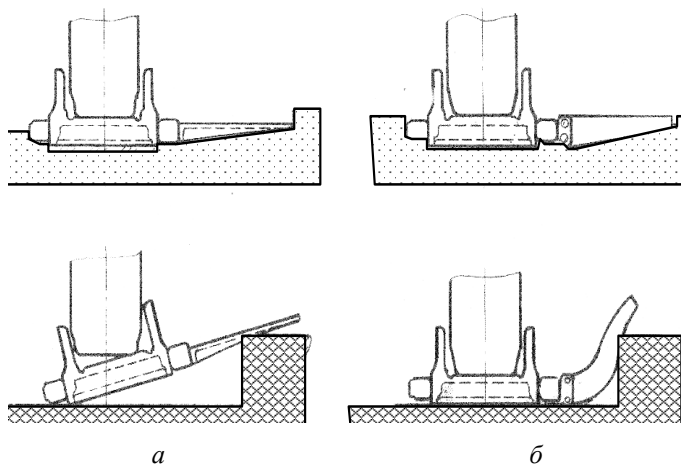


Рис. 4. Схема работы уширителей гусениц: *a* – жесткого; *б* – эластичного [3]

Увеличиваются нагрузки на узлы и агрегаты шасси. Широко применяемым способом увеличения проходимости является применение жестких и эластичных уширителей гусеницы. Основное преимущество эластичного уширителя реализуется при наезде на твердое препятствие (рис. 4, [3]). Уширители выполняются в основном съемными и, как правило, несимметричными (установка симметричного уширителя требует достаточно большого зазора между гусеницей и бортом). Погонная масса гусеницы при использовании уширителей растет, потери, связанные с перематыванием более тяжелой и несимметричной гусеницы, растут.

Это приводит к увеличению нагрузок на узлы и агрегаты шасси, снижению максимальной скорости движения и росту расхода топлива.

Отсюда следует, что более перспективным представляется путь, ведущий к снижению перепадов давления под опорной поверхностью гусеницы за счет увеличения суммарной длины ее «активных» участков. Помимо очевидных преимуществ с точки зрения уменьшения воздействия на грунт, ожидается улучшение эксплуатационных характеристик ТГМ – проходимости, экономичности, роста средней и максимальной скоростей движения и др.

Реализовать эту идею можно различными путями: модификация существующих конструкций звенчатых гусениц; применение ленточных гусениц со стальной основой; использование пневматических гусениц; альтернативные технические решения.

С практической точки зрения наиболее простым и надежным представляется внесение изменений в конструкцию звенчатой гусеницы [2; 4]. На рис. 5 показана схема сборного трака гусеницы, предназначенной для мелкосерийного изготовления и использования на легких ТГМ.

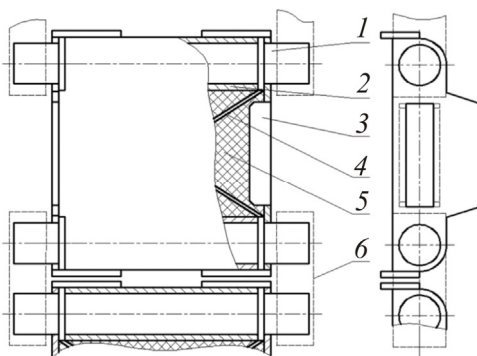


Рис. 5. Схема сборного трака гусеничной цепи

Трак состоит из пары проушин 2 со вставленными в них пальцами 1; двух боковин 3; двух усилителей 4; заполняющей каркас собранного трака вставки 5 из пластических масс. Траки соединяются между собой скобами 6, в которых зажимаются пальцы 1 смежных траков. Пальцы неподвижны относительно скоб, трак поворачивается относительно пальца. При выпадении или разрушении пластиковой вставки 5 функциональность изделия сохраняется, передача силы тяги и тормозной силы возможна.

После сборки трака на оправке, имитирующей пальцы, производится обварка стыков деталей и при необходимости – зачистка швов. Полученный каркас трака подвергается термической обработке для снятия напряжений, возникших после сварки и придания нужных для нормальной эксплуатации механических свойств, затем помещается в форму, заполняется пластической массой (например, на основе полистирола). После полимеризации вставки гото-

вое звено присоединяется к гусенице с помощью двух скоб и пальца. Звено является неразборным элементом и при износе проушины или разрушении пластиковой вставки должно заменяться целиком. Звенья являются взаимозаменяемыми.

Основными достоинствами предложенной конструкции являются: технологичность и низкая себестоимость изготовления при индивидуальном и мелкосерийном производстве (область применения – опытные машины, макеты, вездеходы различного назначения); меньшая, по сравнению с литыми и штампованными траками, масса при сохранении преимуществ звенчатой металлической гусеницы; вынесенные на края трака грунтозацепы обеспечивают устойчивость звена при перекатывании опорного катка, что приведет к большей эффективности использования опорной поверхности при формировании тяговых сил и увеличению КПД двигателя.

Пара траков, находящихся во взаимодействии с опорным катком, оказывается более устойчивой к колебательным движениям, чем траки, серийно выпускаемые. Это приводит к снижению локальных перегрузок траков при прохождении по ним катка, но не решает радикально проблемы увеличения «активного» участка опорной поверхности, хотя проведенные оценочные расчеты [5] и указывают на улучшение тягово-экономических и экологических свойств шасси.

При проектировании ленточной гусеницы на стальной основе в качестве прототипа было выбрано шасси с техническими характеристиками транспортера ГТ-СМ. Гусеница собирается из четырех секций, скрепляемых специальными замками. Основой секции является стальная лента. Грунтозацепы, гребни и элементы, обеспечивающие зацепление, крепятся к ленте болтами. Тип зацепления – цевочный. Профиль зубьев выполняется симметричным, что дает возможность дополнительно увеличивать срок службы съемных венцов за счет их перестановки на колесе или самих колес на другой борт. Кроме того, в цевочном зацеплении передача усилия осуществляется в плоскости стальных поперечин гусеницы, что обеспечивает значительное снижение неравномерности работы. Небольшие размеры цевков гусеницы позволяют разместить на ведущем колесе большое число зубьев с малым шагом, что также способствует более плавной работе зацепления и меньшему износу его элементов. По предварительным оценкам, ходимость гусеницы должна составить не менее 4000 км, что является удовлетворительным для ТГМ. Прочностные расчеты подтвердили принципиальную работоспособность конструкции.

Эксплуатация такой гусеницы потребует значительного увеличения предварительного натяжения. Соответственно, ожидается и рост потерь на перематывание обвода, в некоторой степени компенсируемый за счет снижения по сравнению с прототипом погонной массы гусеницы.

Двигатель с пневматической гусеницей в России остается экзотическим ввиду присущих ему эксплуатационных недостатков (в первую очередь – относительно низкая надежность и долговечность) и чисто технологических затруднений при изготовлении. Пик интереса к пневмогусенице в России при-



ходится на 80-е годы XX века. В настоящее время большинство отечественных разработок утрачено. Однако применение однополостной пневматической гусеницы позволяет сгладить локальные максимумы давления под опорными катками, а отсутствие траков сводит к минимуму и эффекты, подобные наблюдаемому при наличии звенчатой гусеницы юзу опорной поверхности.

Радикальным решением проблемы усреднения нормального давления под гусеницей является применение конструкции с «обратной жесткостью». Эскиз такой гусеницы на базе обычной звенчатой цепи был разработан. Принципиально слабым местом конструкции оказалось наличие в конструкции отдельного трака движущихся частей и пружин. Это снижает надежность конструкции. По-видимому, дальнейшие перспективы следует искать в области применения новых материалов и технологий управления свойствами материалов. Ленточная гусеница могла бы включать в себя слой, увеличивающий жесткость при приложении управляющего воздействия.

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Фактические значения нормального давления на опорной поверхности гусеницы значительно выше ожидаемых средних значений; пики нагрузки под отдельными траками приводят к интенсивному разрушению грунтов, а локальные максимумы нормального давления – к снижению проходимости машины.

2. Снижение разброса значений нормального давления на опорной поверхности ТГМ возможно за счет увеличения суммарной длины вовлеченных во взаимодействие с опорным катком участков гусеницы.

3. Практически выполнимыми на настоящий момент представляются проекты, связанные с модернизацией звенчатого движителя (мероприятия, направленные на повышение устойчивости траков), и применение пневматических гусениц на машинах легкой весовой категории.

### Список литературы

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.

2. Добрецов Р.Ю. Пути уменьшения экологической опасности взаимодействия гусеничных движителей с грунтами // Экология и промышленность России. – 2009. – № 5 – С. 24–27.

3. Аникин А.А. Обоснование работоспособности гусениц с эластичными уширителями // Наука и образование: электронное науч.-техн. изд-е. – 2010. – Вып. 8 [Электронный ресурс]. – URL: <http://technomag.edu.ru/doc/160285.html>.

4. Пат. 2385815 Российская Федерация, МПК В62D 55/20. Гусеничная цепь ходовой части транспортного средства / Добрецов Р.Ю., Семенов А.Г. № 2009109923/11 (013428); заявл. 18.03.2009; опубл. 10.04.2010, Бюл. № 10.

5. Добрецов Р.Ю. Особенности работы гусеничного движителя в области малых удельных сил тяги // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 6. – С. 25–31.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ГУСЕНИЦЫ

**Р.Ю. Добрецов**

Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет, Россия

*На примере проекта модернизации ходовой системы АСУ-57 рассмотрена методика расчетного определения основных параметров конструкции движителя с пневматической гусеницей.*

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, пневмогусеница, разрушение грунта, проходимость, ходовая система.

Использование пневматической гусеницы позволяет повысить проходимость транспортной машины на грунтах со слабой несущей способностью, одновременно минимизировав ущерб, наносимый опорному основанию. Пневматическая гусеница может применяться и как элемент съемного движителя для колесных машин, и как альтернатива ленточной или звенчатой гусенице в составе ходовой системы транспортных гусеничных машин (ТГМ).

Известно, что особенно остро проблема разрушения верхнего слоя почвы транспортными машинами стоит для грунтов со слабым поверхностным слоем зон тундры и лесотундры, а хозяйственная деятельность в этих районах активно развивается. Движитель с минимальным воздействием на почву должен быть в то же время экономичным, надежным и долговечным, обеспечивать высокую проходимость транспортной машины в сочетании с удовлетворительной грузоподъемностью. Этим требованиям во многом отвечает движитель с пневматической гусеницей.

Под пневматической гусеницей следует понимать замкнутую оболочку (или совокупность таких оболочек) с избыточным внутренним давлением, функционально заменяющую гусеничную цепь. Пневмогусеничный движитель, совмещая свойства эластичного колеса и традиционной гусеницы, имеет целый ряд присущих только ему качеств. В первую очередь, применение пневмогусеницы позволяет снизить средние и максимальные давления на грунт за счет увеличения площади пятна контакта.

Подбирая значения давлений в пневмогусенице, можно снизить нормальную нагрузку до уровня несущей способности почвы, так как для сохранения почвенной растительности максимальное значение удельного давления под гусеницей не должно превосходить допустимого для данного вида почвы. Опыт и перспективы применения пневматических резинокордных гусениц более подробно описаны в [1].

Вопрос конструирования ходовой части транспортной машины с применением однополосной пневмогусеницы рассматривался на примере шасси авиадесантной самоходной установки АСУ-57. Применение пневмогусеницы потребовало внесения в конструкцию ряда изменений, в частности разработки нового механизма натяжения. Однако предполагается сохранение возможности эксплуатации машины со штатной гусеницей.

Целью работы является создание эскизного проекта пневмогусеничного движителя легкой транспортной машины. Проектируемый движитель представляет собой замкнутый обвод, состоящий из однополосных секций, шарнирно соединенных между собой. Каждая секция выполнена в виде замкнутой резинокордной оболочки, заполненной атмосферным воздухом. В поперечном направлении с определенным шагом завулканизированы стальные пальцы для увеличения равномерности работы гусеницы, повышения сопротивления скручиванию и изгибу. Передача растягивающего усилия осуществляется через нити корда, соединяющие пальцы. Прототип имеет ведущее колесо цевочного зацепления, расположенное спереди. Анализ особенностей работы различных типов зацепления применительно к пневматическим резинокордным гусеницам приведен в [1]. Целесообразно сохранить тип зацепления как наиболее совершенный в кинематическом и силовом отношении. Для сохранения геометрии зацепления, обеспечения высоких динамических показателей и предотвращения сброса гусеницы сохранена геометрия цевок гусеницы-прототипа.

Основными задачами при проектировании являются: увеличение равномерности распределения нормальных давлений под гусеницей; снижение интенсивности воздействия движителя на почву; повышение тягово-сцепных свойств машины на грунтах с низкой несущей способностью, причем по сравнению не только с колесом (за счет большой опорной поверхности), но и с металлической гусеницей (за счет более равномерного распределения давлений); повышение плавности хода; уменьшение вибрационной активности движителя.

Ожидаемыми недостатками конструкции являются: чувствительность к проколам; снижение максимальной и средней скоростей движения машины; ограничение ресурса износом гусеницы при эксплуатации на грунтах с выраженными абразивными свойствами; увеличение массы ходовой части и ожидаемое снижение КПД (особо следует упомянуть ожидаемый рост величины сопротивления качению машины); усложнение и удорожание ходовой части.

Изучение опубликованных учебников и научных статей по вопросам теории, расчета и конструирования транспортных гусеничных машин приводит к выводу, что если расчет резинокордной гусеницы на разрыв можно проводить по методике, использованной в работе [2], то вопрос об определении параметров пневмогусеничного движителя является в настоящий момент методически не проработанным.

Судя по содержанию публикаций, основные параметры пневмогусеницы (рабочее давление, геометрические размеры, структура эластичной стенки и др.) подбираются разработчиками исключительно в ходе опытно-конструкторских работ. Как правило, теоретическое обоснование в таких случаях не предусматривается, а сами данные редко становятся доступными конструкторам и исследователям за пределами предприятия.

В связи с перепрофилированием предприятий, утратой архивов, разрывом научных связей между организациями и исследователями накопленные в отрасли сведения утрачиваются.

Представляется целесообразным опробовать методику, позволяющую расчетным путем определить основные параметры изделия, чтобы располагать исходными данными для опытной отработки образцов, не ориентируясь в первую очередь на «опыт производства» и «человеческий фактор».

Схема поперечного сечения пневмогусеницы показана на рисунке.

Изначально предполагается, что для легкой гусеничной машины (в качестве прототипа выбрано шасси АСУ-57 массой  $m_t = 3350$  кг, имеющее четыре опорных катка на борт, необходимые размеры элементов ходовой системы берутся из [3] или принимаются по результатам замера на ходовом макете, находящемся в распоряжении лаборатории кафедры), при использовании пневматической гусеницы целесообразно заменить штатный опорный каток колесом с пневматической шиной. Это благоприятно скажется на демпфирующих свойствах движителя, увеличит пятно контакта между гусеницей и шиной, улучшит сцепление в зоне контакта, уменьшит вероятность схода машины с гусеницы.

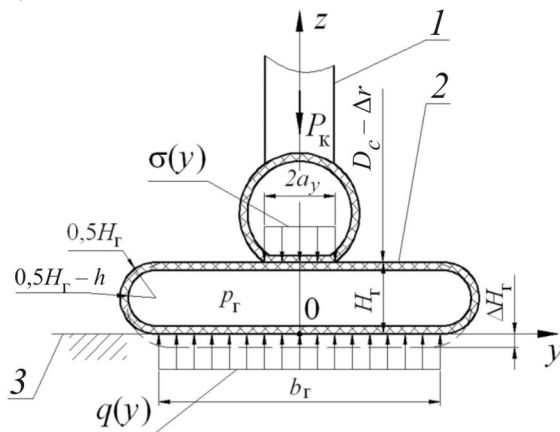


Рис. Расчетная схема качения опорного катка с пневматической шиной по пневмогусенице (поперечный разрез): 1 – каток; 2 – секция пневмогусеницы; 3 – основание (грунт)

Неизбежным последствием такой замены ожидается снижение КПД движителя и появление риска прокола шины.

Для упрощения расчетов полагаем, что ширина пятна контакта шины с гусеницей  $2a_y \rightarrow b_{ш}$  (ширине шины), ширина пятна контакта гусеницы с грунтом приблизительно равна ширине гусеницы  $b_r$ . Распределения нагрузок, действующих на пневмогусеницу со стороны шины, и нормальную реакцию грунта можно в первом приближении рассматривать, как равномерные:

$$\sigma(y) = \text{const}; q(y) = \text{const}.$$

При этом, исходя из необходимости статического равновесия гусеницы, площади эпюр нагрузок  $\sigma(y)$  и  $q(y)$  между собой равны.

Максимальная просадка пневмогусеницы и наибольшая радиальная деформация шины будут наблюдаться при переезде машины через бревно или подобное единичное препятствие, когда  $P_{к\max} = 0,5m_r g$  [4].

Радиальная деформация шины и самой гусеницы можно оценить, зная жесткость деформируемого объекта  $c_{ш}$  и  $c_r$ :  $\Delta r_{\max} = \frac{P_{к\max}}{c_{ш}}$  и  $\Delta H_{r\max} = \frac{P_{к\max}}{c_r}$ .

Величина  $\Delta r_{\max}$  позволит перейти к определению длины контактного пятна между шиной и гусеницей (обозначим ее  $2a_x$ ). Величина  $\Delta H_{r\max}$  должна удовлетворять (в первом приближении) условию  $\Delta H_{r\max} < H_r$ , иначе гусеница «сплющится» при преодолении препятствия.

Выбор шины производится по каталогу при действии этой максимальной статической нагрузки. Для выбранной шины известны диаметр в свободном состоянии  $D_c$ , ширина профиля  $b_{ш}$ , внутреннее давление  $p_{ш}$ . Если предположить (для оценочных расчетов), что шина находится на твердом основании, жесткость шины (кН/мм) можно оценить по формуле Хейденеля  $c_{ш} = \pi p_{ш} \sqrt{b_{ш} D_c}$  (формула является эмпирической, значения  $D_c$  и  $b_{ш}$  имеют размерность м, а  $p_{ш}$  – МПа). Длина контактного пятна

$$2a_x = D_c \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2\Delta r}{D_c}\right)^2}.$$

Если возникает необходимость определить протяженность контактного опорного катка с массивной шиной, расчетная зависимость и необходимые справочные данные для применяемых материалов приведены в [3].

Обычно принимается, что контактное пятно шины имеет форму эллипса. Площадь эллипса может быть найдена как  $S_{ш} = \pi a_x a_y$ . Тогда давление

в полости пневмогусеницы  $p_r = \frac{P_{к\max}}{S_{ш}}$ . При выборе давления следует заложить запас в 10–15 % от определенной на этом этапе величины.

Жесткость пневмогусеницы следует определять экспериментально. Для оценки этой величины в первом приближении используем формулу Хейденеля, подставив в нее «приведенный диаметр», определенный для секции пневмогусеницы, свернутой в кольцо,  $D_c^* \simeq \frac{L_{\text{секции}}}{\pi}$ .

Применение этой зависимости неизбежно приведет к ошибкам, однако их следует признать допустимыми при проведении оценочных расчетов.

Таким образом,  $c_r \simeq \pi p_r \sqrt{b_r D_c^*}$ , и мы получаем возможность проверить условие  $\Delta H_{r \max} < H_r$  и, при необходимости, скорректировать высоту гусеницы.

Прочие геометрические параметры пневмогусеницы (толщина стенки  $h$ , радиусы скруглений и др.), материалы, оптимальные углы закроя корда, количество слоев корда, способ плетения нитей корда и другие технологические особенности приняты по результатам работы [5], поскольку нагрузки на пневмогусеницу под опорными катками для рассматриваемого шасси не превысят соответствующих нагрузок на пневмотрак, описанный в [5]. Для последней конструкции проводились ходовые испытания (пневмотраками оснащался транспортер ГТ-СМ), показавшие работоспособность выполненной конструкции.

Для рассматриваемого шасси (приняты значения:  $b_r = 200$  мм;  $D_c = 500$  мм;  $b_{\text{ш}} = 70$  мм;  $p_{\text{ш}} = 2,5$  атм;  $L_{\text{секции}} = 1$  м) расчетная величина прогиба гусеницы при переезде через единичное препятствие (бревно)  $\Delta H_{r \max} = 50 \dots 55$  мм. Это означает, что при толщине стенки  $h = 8$  мм, минимальная высота гусеницы  $H_r \simeq 75$  мм.

По результатам расчетов была спроектирована пневмогусеница, а также сделан проект изменений, которые необходимо внести в конструкцию модернизируемой ходовой системы.

Выполненный тяговый расчет показал принципиальную возможность обеспечения модернизированным шасси заданных тягово-динамических характеристик.

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Проанализирован вопрос об области целесообразного применения пневмогусеничного движителя на транспортных машинах, приведены достоинства и недостатки, связанные с применением пневмогусеницы, что позволяет обосновать целесообразность применения этого типа движителя исходя из характеристик базового шасси и предполагаемых условий эксплуатации.

2. Предложена методика, позволяющая в первом приближении оценить конструктивные параметры пневмогусеницы (рабочее и пиковое давление, геометрические размеры сечения).

3. Результаты расчетов, полученные при работе над проектом модернизации шасси транспортной гусеничной машины АСУ-57, показывают принципиальную возможность оснащения базового шасси экспериментальной гусеницей.

## Список литературы

1. Котляренко В.И. Основные направления повышения проходимости колесных машин: монография. – М.: Изд-во МГИУ, 2008. – 285 с.
2. Даштиев И.З. Конструкции элементов из полимерных композиционных материалов ходовой части быстроходных гусеничных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 108 с.
3. Теория и конструкция танка. Т.6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 244 с.
4. Волков Ю.П., Ролле В.Е., Самойлов А.Д. Транспортные гусеничные машины. Ходовая часть: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 267 с.
5. Научно-техническое сопровождение этапа проектирования почвонеразрушающего движителя для гусеничного транспортера ГТ-СМ. Техническая справка / ВНИИТМ; исполн. В.В. Крюков. – 1991.

# МЕТОДИКА ЭМПИРИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕОЛОГИИ АДАПТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДОРОЖНОГО КАТКА

**С.В. Савельев, А.Г. Лашко**

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия,  
г. Омск, Россия

*В настоящее время уплотнение дорожно-строительных материалов является наиболее дешевым и распространенным способом придания прочности элементам автомобильных дорог и других инженерных сооружений транспортной инфраструктуры. В связи с многообразием строительных материалов и их свойств применяется большое количество уплотняющей техники, эффективность использования которой во многом зависит от правильно подобранных конструкции и параметров уплотнителя. В настоящей статье описывается методика определения реологических характеристик перспективного катка с адаптивным рабочим органом для уплотнения грунтов.*

**Ключевые слова:** *уплотнение, эффективность, катки, адаптация, реология, бандажи, жесткость, вязкость.*

Необходимость повышения эффективности процесса уплотнения дорожно-строительных материалов не вызывает никаких сомнений. Как известно, уплотнение – это самый дешевый и поэтому наиболее распространенный способ придания необходимой прочности земляному полотну, щебеночному основанию, асфальтобетонному покрытию и другим инженерным сооружениям. Многообразие различных строительных материалов и, как следствие, их свойств заставляет использовать различные виды уплотнителей, поскольку для эффективного уплотнения той или иной среды необходимо использовать различные виды внешних воздействий. Именно этим и обусловлена такая номенклатура различной уплотняющей техники и дорожных катков в частности. Среди дорожных катков в настоящее время наиболее хорошо себя зарекомендовали именно вибрационные машины. Применение вибрации позволяет значительно интенсифицировать процесс уплотнения по сравнению со статической укаткой. Тем не менее проблема осуществления эффективного уплотнения различных сред не ограничивается только правильным выбором уплотняющего средства. Дополнительная сложность возникает в том, что непосредственно в процессе уплотнения среда деформируется, при каждом циклическом приложении внешней нагрузки «набирает» прочность и, как следствие, постоянно изменяет свои свойства. При этом возникает необходимость правильно



адаптировать режимы работы уплотнителя под меняющиеся свойства обрабатываемой среды. Сразу хотелось бы отметить, что это достаточно сложная задача, поскольку описываемый процесс происходит нестационарно, свойства среды изменяются постоянно, а при вибрационном уплотнении дополнительно следует учитывать характеристики колебательного процесса, которые также необходимо регулировать в процессе уплотнения. Причем, как показывают исследования отечественных и зарубежных авторов [1; 2; 3], именно параметры вибрационной обработки среды в большей степени влияют на эффективность протекания процесса ее уплотнения.

В Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии предложена конструкция адаптивного дорожного катка с изменяемой реологией рабочего органа [5]. Преимущество данного катка заключается в дополнительных возможностях адаптации под свойства обрабатываемой среды путем изменения реологии рабочего органа на различных этапах уплотнения. Применение таких машин позволит значительно повысить интенсивность вибрационного уплотнения материалов, улучшить энергоемкость и энергоэффективность производства работ. Основной проблемой при этом является определение упруго-вязких характеристик рабочего органа для осуществления эффективной адаптации работы катка.

Решая данную задачу, авторы предлагают методику эмпирического определения жесткости рабочего органа по значению коэффициента восстановления  $k_{\text{восст}}$ . Данный коэффициент зависит только от физических свойств материалов тел, поэтому он характеризует степень упругости (жесткости) материалов. Рис. 1 иллюстрирует схему установки для определения  $k_{\text{восст}}$  для пневматика с установленными для жесткости бандажами. Динамический груз отклонился на угол  $\varphi_0 = 55^\circ$ .

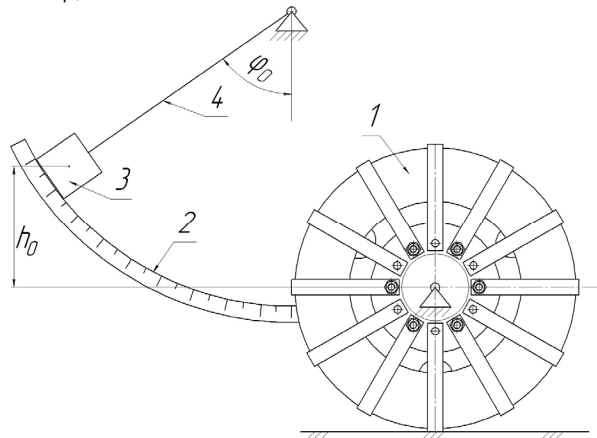


Рис. 1. Принципиальная схема установки: 1 – пневмошинный рабочий орган, оборудованный съемными бандажами и закрепленный неподвижно; 2 – шкала для измерения угла отклонения груза; 3 – сбрасываемый груз; 4 – нить подвеса  $l$ ;  $\varphi_0$  – начальный угол отклонения груза

Изменялось количество бандажей при определенном давлении в шине, при помощи видеоаппаратуры фиксировался угол отклонения груза после соударения с пневматиком  $\varphi_1$ . На рис. 2 изображена натурная модель исследования.



Рис. 2. Фотография натурального эксперимента

Процесс соударения двух тел начинается с соприкосновения крайних точек тел, имеющих в этот момент скорости  $v_1$  и  $v_2$ . Через некоторое время процесс сближения тел прекращается, при этом часть их первоначальной кинетической энергии переходит в потенциальную энергию деформации. Затем происходит обратный переход потенциальной энергии упругой деформации в кинетическую энергию тел, при этом тела будут разлетаться со скоростями  $v_{11}$  и  $v_{22}$ . Отклоненный на угол  $\varphi_0$  от вертикали сбрасываемый груз (рис. 3) обладает потенциальной энергией  $U = mgh_0$ , которая после освобождения груза переходит в кинетическую энергию

$$E_k = \frac{mv_{до}^2}{2},$$

где

$$v_{до} = \sqrt{2gh_0} = \sqrt{2gl(1 - \cos \varphi_0)} = 2\sqrt{gl} \sin \frac{\varphi_0}{2}, \quad (1)$$

соответственно

$$v_{после} = \sqrt{2gh_1} = \sqrt{2gl(1 - \cos \varphi_1)} = 2\sqrt{gl} \sin \frac{\varphi_1}{2}. \quad (2)$$

При ударе реальных тел механическая энергия также восстанавливается лишь частично вследствие потерь на образование остаточных деформаций, в нашем случае на работу сил упругости, и поэтому относительная скорость до удара больше относительной скорости после удара:

$$|v_1 - v_2| > |v_{11} - v_{22}|. \quad (3)$$

Для учета этих потерь вводится коэффициент восстановления  $k_{\text{восст}}$ , равный отношению относительных нормальных скоростей до и после удара:

$$k_{\text{восст}} = \left| \frac{v_{11} - v_{22}}{v_1 - v_2} \right|. \quad (4)$$

Учитывая, что рабочий орган жестко закреплен и реализуется прямой центральный удар, из (4) определяем коэффициент

$$k_{\text{восст}} = \frac{v_{11}}{v_1} = \frac{\sin \frac{\varphi_1}{2}}{\sin \frac{\varphi_0}{2}}. \quad (5)$$

Преимущество такого подхода заключается в простоте качественного определения эффективной жесткости пневмошинного рабочего органа. Чем больше значение  $k_{\text{восст}}$ , тем большей жесткостью обладает рабочий орган. Сравнивая с эталонным значением жесткости, можно качественно и количественно определять реологические параметры пневматика.



*a*

*б*

Рис. 3. Угол отклонения груза при наличии бандажей:

*a* – при  $N = 12$ ; *б* – при  $N = 10$

Также можно получить коэффициент жесткости по формуле

$$C = \frac{4mgl(\sin^2 \frac{\varphi_0}{2} - \sin^2 \frac{\varphi_1}{2}) - 4b\sqrt{gl}(\sin \frac{\varphi_0}{2} - \sin \frac{\varphi_1}{2})x}{x^2}. \quad (6)$$

На рис. 3 показан угол отклонения груза после удара при различных количествах установленных бандажей  $N$ , шт.

Следует отметить, что эффективное значение жесткости находилось с учетом допущения того, что перемещение  $x$  линейно, но возможны случаи, когда перемещение нелинейно и изменяется в зависимости от величины, направления приложенной силы, а также пятна контакта.

В результате исследований были количественно определены ранее неизвестные коэффициенты жесткости и вязкости опытного рабочего органа (табл. 1, 2).

Таблица 1

Сравнительные данные  $k_{\text{восст}}$  для опытного образца

$k_{\text{восст}}$	$b$ , кНс/м	$c$ , кН/м	$N$ , шт
0,61	0,54	5400	12
0,47	0,92	4780	10
0,38	1,24	3540	8
0,19	1,50	2100	6

Таблица 2

Усредненные коэффициенты жесткости  $c$  (кН/м) для пневмошины

Внутреннее давление $P_{\text{вн}}$ , МПа	Без бандажей	С установленными бандажами
0,2	250...410	338...600
0,4	500...690	510...3340
0,6	750...1200	773...5400

Говоря о практическом применении исследований можно отметить, что на сегодняшний день пневмошинные катки применяются только на определенных этапах процесса уплотнения упруго-вязких сред. Такая схема работ сложилась в связи с отсутствием возможности регулирования контактных давлений  $\sigma_k$  и вида нагружения на протяжении всего процесса уплотнения – от рыхлого состояния среды до плотного. На заключительных этапах уплотнения эффективно динамическое воздействие на среду, однако большинство современных пневмошинных катков работают в статическом режиме уплотнения, и требуется несколько типоразмеров катков. Проведенные экспериментальные исследования показали, что применение съемных металлических

бандажей позволяет широко регулировать реологические характеристики рабочего органа, снизить его деформативность при динамической нагрузке, тем самым появляется возможность интенсификации вибрационного воздействия на обрабатываемый материал. Эффект достигается за счет того, что металлические бандажи уменьшают растяжение шин и препятствуют демпфированию вибрации, сохраняя при этом положительное свойство пневматиков плавно регулировать контактные давления  $\sigma_k$  в течение процесса уплотнения.

Следует отметить, что установка бандажей может осуществляться на стандартные шины, выпускаемые серийно (в отличие от зарубежных аналогов), а представленная методика позволяет достаточно эффективно определять реологию любого подобного рабочего органа для последующих рекомендаций по рациональным режимам уплотнения различных материалов. В итоге каток, оснащенный адаптивными рабочими органами, может сочетать в себе одновременно возможности легкого, среднего и тяжелого катков и, тем самым, ускорить процесс уплотнения материалов, резко снизить энергоемкость, металлоемкость и трудоемкость производства работ.

### Список литературы

1. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. – Л.: Машиностроение, 1973. –176 с.
2. Пермяков В.Б. Совершенствование теории, методов расчета и конструкций машин для уплотнения асфальтобетонных смесей: дис. ... д-ра техн. наук / Сибир. автомоб.-дорож. ин-т. – Омск, 1990. – 485 с.
3. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований / пер. с англ. И.В. Гагариной. – М.: Транспорт, 1987. –188 с.
4. Савельев С.В. Перспективные пути развития уплотняющей техники // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 7. – С. 24–25.
5. Пат. 93090 Российская Федерация, МПК: E01 C 19/28, 19./28. Валец дорожного катка / Савельев С.В., Лашко А.Г.; заявитель и патентонаблюдатель Сибир. гос. автомоб.-дорож. акад. – № 2009146463/22; заявл. 14.12.2009; опубл. 24.04.2010.

# МЕТОДИКА ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТРУКТУРНОГО ПОДХОДА ПРИ ИЗУЧЕНИИ ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

**С.И. Вахрушев, С.В. Манн**

Пермский военный институт внутренних войск МВД, Россия

*С целью сокращения времени освоения учебного материала и повышения эффективности изучения принципиальных гидравлических схем многоцелевых транспортных машин (ТМ) авторами предлагается методика функционально-структурного подхода на основе новых педагогических технологий. Содержание методики рассмотрено на примере гидропривода грузовой платформы многоцелевой ТМ.*

***Ключевые слова:** гидропривод, гидронасос, противоречие, структура, схема, функция.*

В настоящее время конструкции многоцелевых ТМ изучаются по учебным пособиям, техническим описаниям, которые предлагают преподавательскому составу традиционную методику проведения занятий в следующей последовательности:

1. Формулируется функциональное назначение многоцелевой ТМ.
2. Доводятся ее технические характеристики.
3. Раскрывается структурная организация многоцелевой ТМ, т.е. состав и взаимосвязь всех элементов подсистем.
4. Описывается функциональная организация ТМ, т.е. работа агрегатов, систем и взаимодействие всех элементов, подсистем в различных режимах функционирования.

Однако неполнота информации функциональной организации, а также распределение основной части занятия на изучение структуры без раскрытия функциональных взаимосвязей между элементами агрегатов и систем не позволяют получить полновесные знания о ТМ.

Возникает *противоречие* между необходимостью обеспечения высокого качества изучения ТМ в рамках ограниченного учебного времени, с одной стороны, и отсутствием методических основ обучения с применением функционально-структурного подхода (ФСП) к анализу и синтезу ТМ – с другой.

Содержание методики функционально-структурного подхода рассмотрено на примере изучения гидропривода грузовой платформы многоцелевой ТМ. Принципиальные гидравлические схемы выполняются в условных графических обозначениях и состоят из множества взаимосвязанных определен-

ным образом элементов, различающихся по функциональному назначению. Изучение режимов работы гидропривода по сложным принципиальным схемам представляет собой трудоемкую задачу, требует определенных затрат времени на освоение принципа действия каждого элемента в отдельности.

Исходная принципиальная гидравлическая схема грузовой платформы многоцелевой ТМ изображена на рис. 1. Анализ этой схемы приводит к выявлению недостатков и требует поэтапного ее усложнения путем наращивания недостающих элементов в соответствии с требованиями следующих технологических операций:

- подъема платформы с грузом на заданную высоту;
- плавного опускания платформы с грузом;
- фиксации положения платформы и последующего горизонтирования после подъема на заданную высоту;
- возможности опускания платформы при неисправном приводном двигателе гидронасоса;
- облегченных условий запуска двигателя гидронасоса;
- безаварийной работы гидропривода, в том числе при колебаниях температуры окружающей среды;
- возможности длительной работы гидропривода без замены и дозаправки рабочей жидкости;
- автоматизации процессов управления гидроприводом.

Проведем анализ исходной принципиальной гидравлической схемы с сопоставлением его результатов с предъявляемыми к гидроприводу требованиями [1]. Вполне очевидно, что одним из недостатков исходной принципиальной гидравлической схемы является необходимость систематической дозаправки гидропривода рабочей жидкостью, так как работа его агрегатов всегда сопровождается утечками через сальниковые уплотнения.

С целью компенсации утечек рабочей жидкости дополним исходную принципиальную схему гидробаком Б1 (рис. 2).

В то же время другим существенным недостатком исходной гидросистемы является невозможность подачи рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра Ц1 с одновременным отводом ее из поршневой полости для опускания платформы в исходное положение. Решение данной задачи связано с изменением направления потока рабочей жидкости, поэтому гидропривод дополнительно оснастим гидрораспределителем 4/3 – трехпозиционным четырехходовым с электромагнитным управлением Р1.

Для подъема платформы необходимо включить электромагнит ЭМ1 и запустить электродвигатель М1. Распределитель Р1 переключится в левую позицию, соединив линию Р с линией А, линию В с линией Т. Рабочая жидкость, нагнетаемая насосом НА1 в напорную гидролинию Р, через каналы распределителя и линию А поступит в поршневую полость гидроцилиндра Ц1. Жидкость, вытесняющаяся поршнем из штоковой полости гидроцилиндра в линию В, через распределитель пройдет в сливную линию Т и далее в гидробак Б1.

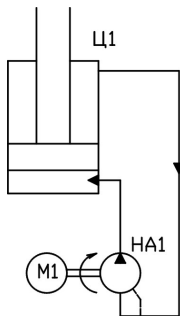


Рис. 1. Исходная принципиальная схема привода грузовой платформы многоцелевой ТМ

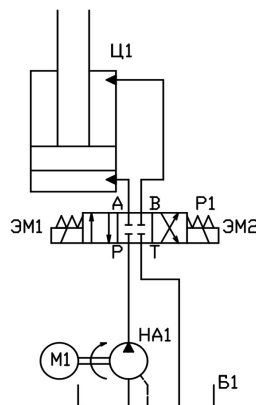


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода многоцелевой ТМ, оснащенная гидрораспределителем

Чтобы остановить платформу, необходимо выключить двигатель М1 и обесточить электромагнит ЭМ1. Под действием возвратных пружин распределитель Р1 установится в среднюю, нейтральную, позицию, перекрыв линии подвода и отвода рабочей жидкости.

Для опускания платформы в исходное положение нужно включить электромагнит ЭМ2 и электродвигатель М1. Распределитель Р1 переключится в правую позицию и соединит линию Р с линией В, линию А с линией Т. Тогда рабочая жидкость от насоса НА1 поступит в штоковую полость гидроцилиндра, обеспечивая опускание платформы, а жидкость, вытесняющаяся из поршневой полости в гидролинию А, будет сливаться в бак Б1.

Последняя схема также нуждается в доработке, так как не учитывает влияния колебаний температуры окружающей среды на параметры гидропривода. Так, нагрев рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра Ц1 и в подходах к нему трубопроводах вызовет ее расширение и, как следствие, перемещение поршня. Подобную задачу решают обычно применением распределителей, у которых нейтральные позиции обеспечивают не только запираение напорной гидролинии, но и соединение полостей гидроцилиндра со сливом (рис. 3).

Дальнейшая доработка принципиальной гидравлической схемы связана с требованиями плавного опускания платформы, так как перемещение поршня гидроцилиндра Ц1 при опускании платформы обуславливается не столько силами давления рабочей жидкости, сколько внешней нагрузкой на штоке. Важно заметить также, что при этом скорость увеличения объема штоковой полости может превысить подачу гидронасоса НА1. Это, в свою очередь, приведет к нарушению сплошности рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра Ц1 с образованием воздушных пробок, пузырей и т.п.



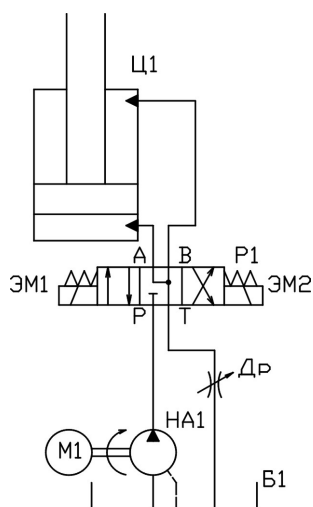


Рис. 3. Принципиальная схема гидропривода многоцелевой ТМ, обеспечивающая плавность опускания грузовой платформы

Наиболее простой и целесообразный способ торможения поршня – ограничение расхода рабочей жидкости, вытесняющейся из гидроцилиндра Ц1 с помощью, например, регулируемого дросселя Др «на выходе» (см. рис. 3).

В целях обеспечения стабильности положения платформы после ее подъема на какую-либо высоту необходимо заблокировать шток гидроцилиндра Ц1. Наиболее распространенный способ блокировки движения выходных звеньев гидродвигателей – запираение их полостей с помощью гидрозамков, поэтому схему гидропривода грузовой платформы дополним односторонним гидрозамком ЗМ1 (рис. 4).

Серьезным недостатком исходной принципиальной гидравлической схемы является запуск гидронасоса НА1 под нагрузкой. Следовательно, на валу приводного электродвигателя М1 во время пуска должен создаваться достаточно высокий крутящий момент, который обусловит возникновение большого пускового тока в обмотках. Последнее, в свою очередь, приводит к утяжелению электродвигателя, а при применении автономного источника питания – к возникновению провалов напряжения в сети, которые устраняются тяжелыми и габаритными стабилизаторами. Неудобство, неэкономичность подобных схем состоит также в том, что для остановки гидроцилиндра Ц1 необходимо каждый раз останавливать двигатель гидронасоса и при возобновлении работы снова его включать. Для разгрузки гидронасоса НА1 при пуске и остановке электродвигателя, а также в паузах между технологическими операциями «подъем» и «опускание» платформы установим в схему переливной клапан (см. рис. 4). Сущность разгрузки гидронасоса НА1 состоит в пропускании переливным клапаном ПК рабочей жидкости на слив при номинальном давлении.

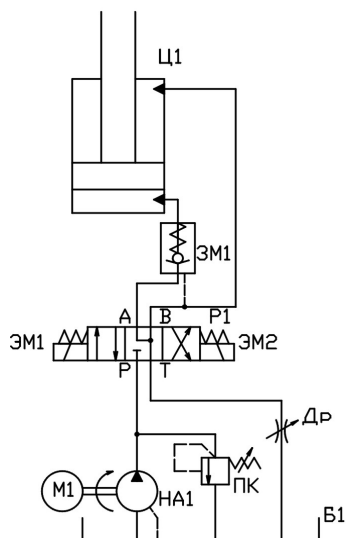


Рис. 4. Принципиальная схема гидропривода многоцелевой ТМ с возможностью разгрузки гидронасоса предохранительным клапаном

Совершенствование принципиальной схемы гидропривода обусловлено необходимостью защиты его от повышения давления сверх установленного, которое может возникнуть, например, при перегруженности платформы. Если по какой-либо причине нагрузка на гидроцилиндр Ц1 или сопротивление гидросистемы возрастут сверх установленных, в работу включится переливной клапан ПК и весь поток рабочей жидкости пойдет через него, минуя гидроцилиндр Ц1 привода платформы.

Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости от механических примесей (продуктов износа деталей гидропривода, продуктов окисления жидкости и т.п.) фильтрами – отделителями твердых частиц. По этой причине гидравлическая схема дополняется фильтром-отделителем твердых частиц Ф (рис. 5). Кроме того, ручной насос НР1 обеспечивает подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр Ц1 при неисправном основном насосе НА1 или при неисправном электродвигателе.

Обратные клапаны КО1 и КО2 препятствуют поступлению рабочей жидкости к ручному насосу при работающем основном насосе и наоборот.

Окончательная принципиальная схема гидропривода грузовой платформы состоит из всасывающего трубопровода 1, гидронасоса НА1, ручного насоса НР, напорного трубопровода 2, клапанов обратных КО1 и КО2, фильтра Ф, гидравлического распределителя Р1 с электромагнитным управлением, гидроцилиндра Ц1, одностороннего гидрозамка ЗМ1, управляющего трубопровода 3, регулируемого дросселя Др, сливного трубопровода 4, переливного клапана ПК, дренажного трубопровода 5 и бака Б1 [2].

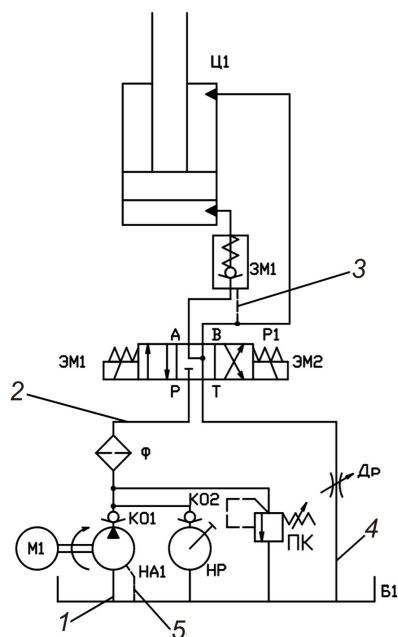


Рис. 5. Окончательная принципиальная схема гидропривода грузовой платформы многоцелевой ТМ

Работа принципиальной гидравлической схемы заключается в следующем. С началом запуска приводного электродвигателя М1 гидронасос НА1 подает рабочую жидкость из бака В1 в напорную линию трубопровода 2, откуда она поступает через клапан обратный КО1, фильтр  $\Phi$  к распределителю Р1 с электромагнитным управлением.

При выключенных управляющих электромагнитах распределитель Р1 закрыт, вследствие чего давление в напорной линии 2 возрастет до номинального значения и откроет переливной клапан ПК. Рабочая жидкость поступит обратно в бак В1. В этом случае гидравлическая схема грузовой платформы работает в режиме «холостого хода».

Для подачи рабочей жидкости в поршневую полость гидроцилиндра Ц1, с целью вывешивания и горизонтирования грузовой платформы, необходимо подать управляющий сигнал на электромагнит ЭМ1, и распределитель Р1 переключится в левую позицию, соединив напорный канал Р с каналом А, а канал В со сливным каналом Т. Рабочая жидкость по напорному трубопроводу 2 через открытый односторонний гидрозамок ЭМ1 поступит в поршневую полость гидроцилиндра Ц1. С увеличением давления в поршневой полости поршень со штоком переместится вверх и вытеснит рабочую жидкость со штоковой полости гидроцилиндра Ц1 на слив к сливному трубопроводу 4, через регулируемый дроссель Др в бак В1. Гидравлическая схема грузовой платформы работает в режиме «выдвижения штока гидроцилиндра».

Для подачи рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра Ц1, с целью опускания грузовой платформы, необходимо подать управляющий сигнал на электромагнит ЭМ2, и распределитель Р1 переключится в правую позицию, соединив напорный канал Р с каналом В, а канал А со сливным каналом Т. Рабочая жидкость по напорному трубопроводу 2 поступит в штоковую полость гидроцилиндра Ц1, одновременно часть рабочей жидкости по управляющему трубопроводу 3 откроет односторонний гидрозамок ЗМ1. По мере поступления рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра Ц1 и под действием нагрузки от грузовой платформы поршень со штоком переместится вниз и вытеснит рабочую жидкость из поршневой полости гидроцилиндра Ц1 через открытый гидрозамок ЗМ1 на слив к регулируемому дросселю Др, сливному трубопроводу 4 и в бак Б1. Гидравлическая система грузовой платформы работает в режиме «убирания штока гидроцилиндра».

В гидравлическом приводе с дроссельным регулированием изменение скорости возвратно-поступательного движения гидроцилиндра осуществляется при помощи регулируемого гидравлического сопротивления – дросселя. Предложенная окончательная принципиальная схема гидропривода грузовой платформы с регулируемым дросселем «на выходе» является более работоспособной, так как в ней обеспечивается регулирование скорости подъема и опускания платформы, как с грузом, так и без груза, а также возможна жесткая фиксация грузовой платформы в заданном положении, что расширяет технологические возможности гидропривода.

Предложенный ФСП основывается на положении, что изучение любого агрегата или системы представляет собой раскрытие его функционально-структурной организации, т.е. функций, которые выполняет агрегат, и структуры элементов, с помощью которых эти функции реализуются.

Педагогические исследования показывают, что изучение функционально-структурной организации гидропривода ТМ необходимо рассматривать лишь на основе первичности функций по отношению к структуре.

Таким образом, использование ФСП позволяет улучшить качество изучения конструкции многоцелевой ТМ за счет более глубокого проникновения в структуру построения и описание режимов функционирования.

Предлагаемая методика, кроме того, позволяет сократить время изучения гидропривода многоцелевой ТМ, но требует от преподавателя большого объема подготовительной работы по изготовлению слайдов и наглядных учебных пособий.

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Изучение конструкции гидропривода многоцелевой ТМ с использованием ФСП предполагает следующие этапы:

- определения и формулировки целевой функции гидропривода ТМ;
- декомпозицию этой функции и образование иерархического функционального дерева;

– агрегатирование гидропривода ТМ или замену функциональных модулей конструктивными элементами, реализующими функции;

– образование структурной схемы гидропривода многоцелевой ТМ.

2. Для любой принципиальной гидравлической схемы ТМ целевой функцией будет являться основное функциональное назначение транспортной машины. При этом целевая функция подразделяется на основные и дополнительные функции, образуя дерево функций всей системы.

3. При декомпозиции целевой функции обязательно используются принципы проведения декомпозиции, так как дерево функций должно быть по возможности более полным и простым, при этом не должно быть больше пяти уровней декомпозиции.

4. Конструктивная реализация гидропривода, или насыщение функций конструктивными элементами, должна начинаться с более низких уровней декомпозиции и показывать, какими исполнительными элементами реализуются данные функции.

5. После формирования окончательной принципиальной гидравлической схемы многоцелевой ТМ проводится проверка на полноту подобранных исполнительных элементов в различных режимах эксплуатации.

### **Список литературы**

1. Вахрушев С.И. Основы обучения техническим дисциплинам с применением функционально-структурного подхода: монография. – Пермь: Изд-во ПВИ ВВ МВД России, 2007. – 167 с.

2. Вахрушев С.И. Опыт применения функционально-структурного подхода в преподавании дисциплины «Строительные машины» / Строительство и образование: сб. науч. тр. – Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. техн. ун-та – УПИ, 2009. – № 12. – С. 255–257.

# ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

**Б.А. Мырзахметов, Ж.Н. Кадыров**

Казахский национальный технический университет  
им. К.И. Сатпаева, г. Алматы, Казахстан

*Рассматриваются причины ухудшения параметров двигателей с газотурбинным наддувом строительно-дорожной машины на переходных процессах. Предлагается система кратковременной подачи дополнительного воздуха на начальной стадии переходного процесса и приведены результаты экспериментальных исследований по оценке ее эффективности.*

**Ключевые слова:** дорожные машины, параметры двигателя, инжектор, процессы сгорания, газовая турбина.

Характерными режимами работы дизельного привода строительно-дорожной машины (СДМ) являются резкие изменения частоты его вращения, связанные с изменениями внешней нагрузки при выполнении технологических операций. При этом из-за присущей регулятору подачи топлива инерционности он срабатывает с некоторым запаздыванием, поэтому количество подаваемого в цилиндры топлива часто отличается от того количества, которое соответствует оптимальному при установившейся нагрузке.

Быстрое чередование положительных и отрицательных ускорений коленчатого вала может привести к эффекту «перерегулирования», когда отставание реакции регулятора станет настолько значительным, что он будет уменьшать подачу топлива при уже начавшемся возрастании нагрузки. Результатом этого является резкое снижение эффективных показателей двигателя, ухудшение эксплуатационно-технических показателей СДМ в целом [1].

Дополнительное отрицательное влияние оказывает рассогласование аэродинамических характеристик систем воздухообеспечения с гидродинамическими характеристиками топливоподачи. Особенно это заметно на двигателях с газотурбинным наддувом (ГТН), что связано с инерционностью его ротора и наличием между ними лишь газодинамической связи. Например, на режиме разгона транспортного средства или увеличении внешней нагрузки СДМ при выполнении определенных технологических операций требуется быстрое наращивание двигателем мощности для преодоления нагрузки.

При резком увеличении топливоподачи турбокомпрессор вследствие присущей ему инерционности не в состоянии в соответствии с законом топливоподачи почти мгновенно набрать обороты и увеличить подачу воздуха в цилиндры. Связанный с этим недостаток воздуха в цилиндрах в рассматриваемый период становится причиной ухудшения параметров рабочего процесса, условий сгорания топлива и снижения экономичности (пережога топлива), роста дымности и токсичности отработавших газов и, в конечном итоге, снижения стартовой мощности [2; 3]. Это приводит к затягиванию выполнения технологических операций СДМ. Снижение динамических свойств двигателей с ГТН при разгоне и набросе нагрузки, особенно в начальной стадии переходного процесса, становится причиной снижения производительности транспортных и СДМ.

Уменьшить рассогласование режимов топливоподачи и воздуходобывания на переходных процессах двигателей с газотурбинным наддувом можно различными путями, например:

- снижением момента инерции ротора турбокомпрессора;
- применением импульсного наддува (целесообразно при одноступенчатом наддуве);
- использованием соответствующей системы топливоподачи (двухфазной или ступенчатой подачи топлива);
- регулировкой системы охлаждения надвучного воздуха и др.

Однако эти способы не обеспечивают кардинального сокращения времени рассматриваемых переходных процессов и требуют конструктивных изменений.

Наиболее приемлемым способом, не требующим коренной модернизации непосредственно двигателя, является подкрутка турбокомпрессора в начальной стадии переходного процесса.

Она может быть осуществлена путем кратковременной подачи дополнительного воздуха в начальной стадии переходного процесса либо на вход компрессора, либо непосредственно к цилиндрам двигателя. Для получения сжатого воздуха необходимо наличие компрессора, воздушного ресивера или эжектирующего устройства. Данный способ легко осуществим в транспортных двигателях, оборудованных системой воздухопуска или воздушными тормозными системами, которые уже комплектуются всеми необходимыми элементами и требуют минимальных конструктивных изменений.

Как показывает опыт, применение данного способа наиболее эффективно на режимах трогания и разгона транспортного средства [1; 2]. Оно позволяет сократить время разгона транспортного дизеля, форсированного газотурбинным наддувом, на 25–35 %, снизить дымность отработавших газов и расход топлива на неустановившихся режимах.

В таблице [2] приведены данные об эффективности различных способов подачи дополнительного воздуха при мгновенном набросе нагрузки, из кото-

рых следует, что наиболее эффективна подача воздуха непосредственно в цилиндры или с использованием эжектирующих устройств.

Осуществление рассматриваемого способа может быть связано с необходимостью установки дополнительного компрессора, увеличением расхода воздуха из баллонов пусковой или тормозной системы транспортной машины. Это может привести к трудностям по обеспечению повторных переходных процессов (особенно при частых их повторениях в условиях эксплуатации).

Эффективность различных способов подачи  
дополнительного воздуха при мгновенном набросе нагрузки

Дизель	Подача воздуха	Без подачи		С подачей	
		дополнительного воздуха			
		$T_n$ , с	$\delta_n$ , %	$T_n$ , с	$\delta_n$ , %
ДН20,7/2х 25,4	В цилиндры	14,7	15,1	7,5	13,2
ЧН 26/26	Во впускной коллектор	6	12,3	3	3,4
ЧН 15/18	С использованием эжектирующих устройств	6	8	2,4	6
ЧН 27/27	Из пусковых баллонов на колесо компрессора	20	20	11	10

$T_n$  – длительность переходного процесса, с;  
 $\delta_n$  – заброс частоты вращения вала двигателя, %.

Для оценки эффективности способа кратковременной подачи дополнительного воздуха в начальной стадии переходного процесса на эксплуатационно-технические и экологические показатели разработана система «Старт» для кратковременного форсирования дизельного двигателя 6ЧН12/14 фронтального погрузчика мощностью 132 кВт с газотурбинным наддувом ( $P_k = 0,23$  МПа), схема которой представлена на рис. 1.

Количество сжатого воздуха и номинальное давление в дополнительном резервуаре 1 определяется исходя из литража двигателя, частоты смены режимов и их длительности. От этих же факторов зависит и производительность воздушного компрессора 2 пневмосистемы.

Система «Старт» работает следующим образом (см. рис. 1). В момент наброса нагрузки открывается электромагнитный клапан 5 и воздух из резервуара 1 поступает на съемные эжектора 3, установленные после турбокомпрессора. Управление электромагнитным клапаном 5 осуществляется согласующим устройством 6 в зависимости от ускорения вращения вала двигателя ( $\Delta n$ ), положения и ускорения перемещения рейки топливного насоса ( $\Delta j$ ) педалью 7 и давления в коллекторе ( $P$ ).

При набросе нагрузки оператор нажимает педаль перемещения рейки топливного насоса, датчик измерения углового положения педали ( $\omega$ ) передает сигнал на блок согласования сигналов, в котором в зависимости от величин



$\Delta n$ ,  $P$  вырабатывается сигнал на величину открытия клапана 5. При  $n$ ,  $P = \text{const}$  клапан находится в закрытом положении.

Таким образом, количество и время подачи дополнительного воздуха будет определяться величиной ускорения коленчатого вала и давлением во впускном коллекторе, которое должно находиться на уровне, обеспечивающем оптимальные условия сгорания топлива в цилиндрах двигателя независимо от режимов внешней нагрузки.

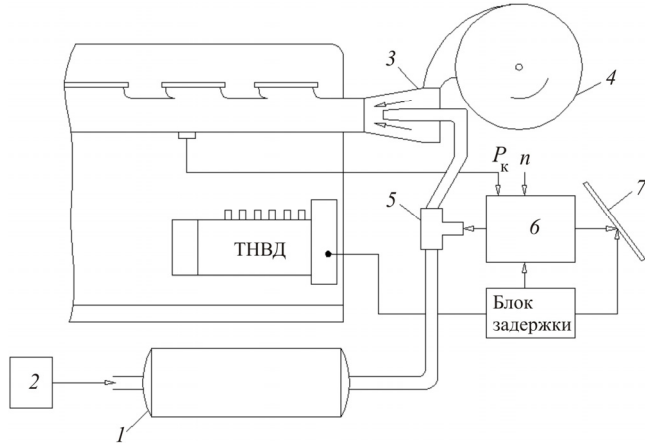


Рис. 1. Система «Старт» для кратковременного форсирования двигателя при набросе нагрузки: 1 – воздушный резервуар; 2 – компрессор; 3 – эжектор; 4 – турбокомпрессор; 5 – электромагнитный клапан; 6 – блок согласования; 7 – педаль ТНВД

Конструкция эжектора была специально разработана автором для данной системы (рис. 2).

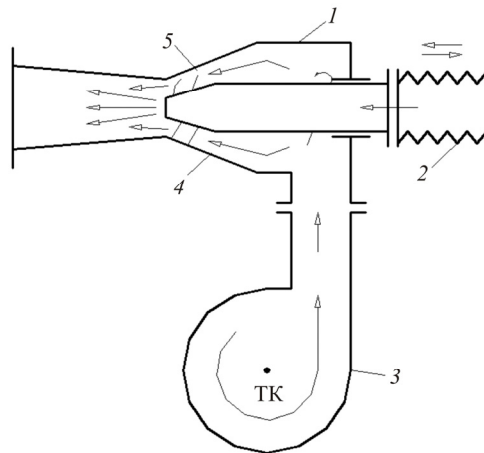


Рис. 2. Конструкция эжектора

Она несколько отличается от традиционных конструкций. При набросе нагрузки включается система «Старт» и сжатый воздух от пневмосистемы подводится к высоконапорному соплу эжектора 1 через сильфон 2. Сильфон позволяет перемещаться соплу относительно корпуса 4 в зависимости от подаваемого давления, тем самым меняя коэффициент эжекции. Коэффициент упругости сильфона подбирается исходя из номинального давления в высоконапорном сопле. Подсасываемый воздух от компрессора 3 подается по периметру кольцевого пространства 5 через направляющие винтовые лопатки, создавая разрежение после компрессора.

Закручивание потока воздуха спиральными винтовыми направляющими лопатками увеличивает дальность импульса волны давления в коллекторе и «запирает» попадание обратного (отраженного) импульса волны давления на лопатки компрессора.

Расход воздуха из воздушных резервуаров контролировался по падению давления и оценивался по известному уравнению состояния газов  $PV = mRT$ .

Размещение эжекторов после ТК вызвано тем, что подача воздуха в эжектор приведет к понижению давления после компрессора и связанному с этим снижению потребляемой мощности колеса турбины. Это значительно сократит время набора ТК оборотов, соответствующих цикловой подаче топлива. Принудительная же подача воздуха непосредственно во впускной коллектор и цилиндры двигателя исключало фактор инерционности ротора ТК в этот период.

Предварительные результаты испытаний представлены на рис. 3.

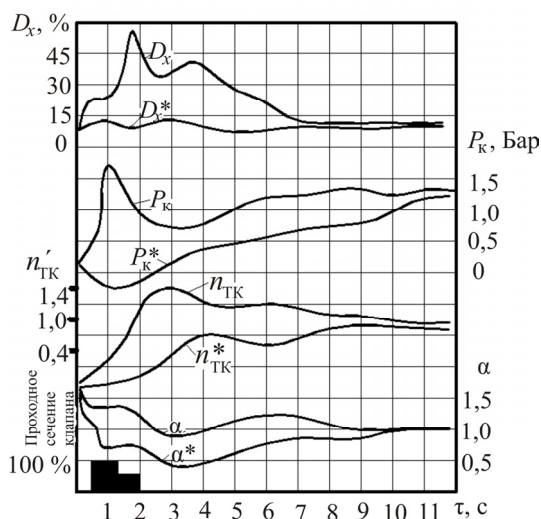


Рис. 3. Характер изменения параметров двигателя и турбокомпрессора при переходном процессе (набросе нагрузки)

Установлено, что данный способ кратковременного форсирования на 25–30 % сокращает время разгона дизеля, при этом обеспечивается снижение дымности ( $D_x$ ) отработавших газов.

При работе дизеля со штатной системой воздухообеспечения на начальной стадии разгона из-за инерционности ротора ТК наблюдается резкое падение давления в коллекторе  $P_k < P_{бар}$ , которое длится  $\approx 2-3$  с. Связанное с этим снижение коэффициента избытка воздуха ( $\alpha < 1$ ) восстанавливается до оптимальных значений лишь на седьмой секунде после наброса нагрузки. Длительность набора оборотов турбокомпрессором затягивается. В этот период из-за ухудшения условий воздухообеспечения и сгорания резко возрастает дымность и токсичность отработавших газов. Черный цвет отработавших газов свидетельствует о высокой концентрации сажи. После завершения наброса нагрузки наблюдается заброс частоты вращения вала двигателя на 8,5 %.

При подаче дополнительного воздуха во впускной коллектор через эжектора длительность переходного процесса сократилась с 7 до 3,5 с (т.е. на 50 %). Уже через 3 с после начала переходного процесса за счет снижения перепада давления на колесе компрессора и снижения потребляемой им мощности турбины частота вращения ротора ТК стала вдвое больше, чем без этой системы.

Это обеспечило улучшение воздухообеспечения двигателя, качества протекания его рабочего процесса и уменьшило степень падения  $n$ . В рассматриваемом случае интенсивная раскрутка ротора ТК начиналась уже через 0,6–0,8 с. Стабильность  $\alpha$  свидетельствует о том, что недостаток воздуха в этот период компенсировался дополнительно подаваемым в коллектор воздухом. Кроме того, смешение относительно холодного дополнительно подаваемого воздуха с горячим, после компрессора, приводит к заметному снижению температуры надувочного воздуха и росту массового наполнения воздухом цилиндров. Таким образом, в период работы системы не требуется промежуточный охладитель надувочного воздуха. На всех опытах при набросе нагрузки существенной просадки оборотов двигателя не наблюдалось.

Исходя из анализа полученных результатов можно констатировать:

– установка эжекторов после колеса компрессора между впускными коллекторами более эффективна, нежели подача дополнительного сжатого воздуха на лопатки турбины, так как в период набора частоты ротора ТК недостаток воздуха в коллекторе компенсируется воздухом, поступающим от баллонов через эжектора;

– применение системы подачи дополнительного воздуха в двигателях с газотурбинным наддувом позволяет существенно улучшить параметры двигателя, снизить дымность и токсичность отработавших газов и сократить длительность переходного процесса;

– расход воздуха из баллонов пусковой или тормозной системы не превышает 15 % (или  $\approx 2$  кг) на переходной процесс, поэтому объем воздуха штатной тормозной системы и производительность его компрессора позволяют использовать ее для кратковременного форсирования в период переходных процессов СДМ, но не на транспортных режимах.

### **Список литературы**

1. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 214 с.
2. Костин А.К., Ермекбаев К.Б. Эксплуатационные режимы транспортных дизелей. – Алматы: Наука, 1988. – 189 с.
3. Эпштейн А.С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. – М.: Машгиз, 1962.

# СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ И ИСПЫТАНИЯ АГРЕГАТОВ НАДДУВА

**Ю.П. Макушев, Д.С. Жингель**

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия,  
г. Омск, Россия

*Приведена схема и описан принцип действия стенда для диагностики и испытания агрегатов наддува с центробежным компрессором и радиально-осевой турбиной с перепуском газа.*

**Ключевые слова:** компрессор, турбина, воздух, наддув, газ, перепуск.

Для повышения мощности двигателей, снижения удельного расхода топлива и токсичности отработавших газов применяют систему наддува. Наибольшее распространение получил газотурбинный наддув, в котором центробежный компрессор и турбина имеют газовую связь.

Для согласования протекания рабочего процесса в камере сгорания двигателя и количества подаваемого компрессором воздуха применяют следующие способы регулирования [1; 2]:

- перепуск воздуха на вход в турбину;
- перепуск части отработавших газов мимо турбины;
- поворот соплового лопаточного аппарата в компрессоре или турбине;
- изменение проходного сечения на входе в турбину.

Исполнительные механизмы указанных способов регулирования могут быть механическими (мембранными с пружиной) или электронными. Для привода в движение заслонки или соплового аппарата механизм поворота имеет шток, по анализу движения которого можно выполнить диагностику и определить неисправности. Движение штока (ход) определяется при помощи индикатора или измерительной аппаратуры с индуктивным датчиком.

Наибольшее применение в практике получила система автоматического регулирования с перепуском газа мимо турбины. Она позволяет обеспечить двигатель требуемым количеством воздуха на всех режимах работы и ограничить максимальную частоту вращения вала турбокомпрессора. Мощность турбины согласуется с нагрузкой двигателя.

Для диагностики и получения экспериментальных характеристик компрессора и турбины была предложена схема стенда. За основу принят стенд для продувки турбин турбокомпрессоров типа ТКР-14, созданный на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета г. Хабаровска [3].

Стенд включает в себя две воздуходувки ТВ-42, соединенных последовательно для получения необходимого давления перед турбиной, имеет систему смазки подшипников, трубопроводы с регулировочными задвижками, позволяющими установить необходимый режим работы турбокомпрессора, приборы для измерения давления, температуры и частоты вращения ротора. Полное давление фиксируется манометрами, перепады между полным и статическим давлением – жидкостными пьезометрами. В качестве тормоза для турбины используется центробежный компрессор. Нагрузка регулируется изменением расхода воздуха через компрессор при помощи заслонки, установленной на его выходе.

На рис. 1 приведена схема рекомендуемого стенда, позволяющая проводить диагностику и испытание турбокомпрессоров с радиально-осевой турбиной бензиновых и дизельных быстроходных двигателей мощностью до 360 кВт.

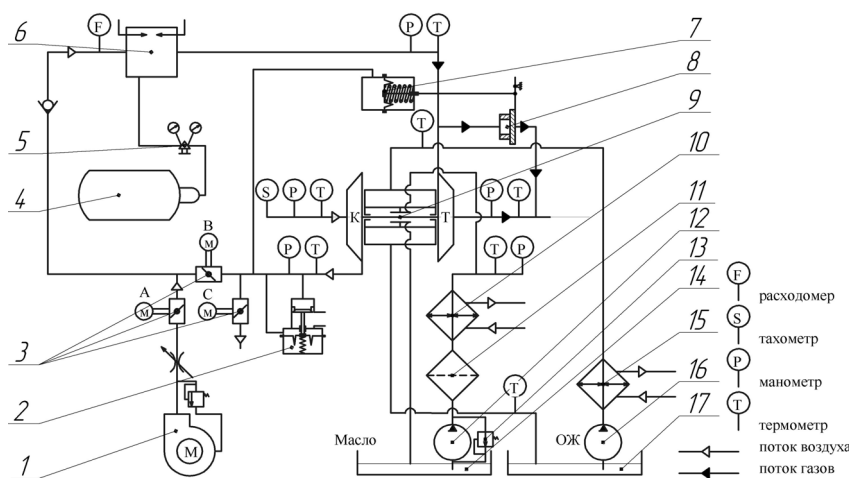


Рис. 1. Стенд для диагностики и испытания турбокомпрессоров: 1 – воздуходувка; 2 – предохранительный клапан (Blow-off); 3 – заслонки (клапаны) поворотные с электромеханическим приводом; 4 – баллон с газом (пропана бутан); 5 – редуктор газовый; 6 – камера сгорания с искровым розжигом; 7 – камера управления перепускного устройства; 8 – клапан (заслонка) перепускного устройства; 9 – турбокомпрессор; 10 – терморегулятор (охладитель масла); 11 – фильтрующий элемент; 12 – насос; 13 – перепускной клапан; 14 – емкость для масла; 15 – охладитель; 16 – насос центробежный; 17 – емкость для охлаждающей жидкости

Данный стенд позволяет проводить следующие работы:

- диагностику и настройку турбокомпрессоров бензиновых и дизельных быстроходных двигателей;
- холодную и горячую обкатку турбокомпрессоров после ремонта;

– моделирование режимов работы турбокомпрессора для условий эксплуатации.

Установка имеет систему смазки подшипников турбокомпрессора, включающую емкость для масла 14, насос 12 с перепускным клапаном 13, фильтрующий элемент 11, терморегулятор и холодильник 10. Марка масла должна соответствовать моторному маслу, применяемому на двигателе, на котором установлен испытуемый турбокомпрессор. Температура масла должна быть не менее 100 °С и соответствовать условиям эксплуатации. При использовании моторного масла SAE 5W-30, API-CD (МЗ<sub>3</sub>-10Д<sub>2</sub>) для высокофорсированных двигателей с наддувом его кинематическая вязкость при 100 °С лежит в пределах 9,5–11,5 сСт.

При износе подшипников скольжения увеличивается зазор между валом и подшипником, при этом расход масла также возрастает. По изменению расхода масла рекомендуется определение зазора в подшипниковом узле и определение его предельного значения.

При нарушении уплотнения между подшипниковым узлом и колесом компрессора или турбины возможно просачивание масла, что также является дефектом в работе турбокомпрессора.

Для охлаждения турбокомпрессора, когда рабочим телом является газ с температурой до 900 К, используется система охлаждения, состоящая из емкости для охлаждающей жидкости 17, насоса центробежного типа 16 и охладителя 15. Установка может работать в одном из двух режимов.

*В первом режиме* в качестве рабочего тела используется сжатый атмосферный воздух (холодный режим). С пульта управления приводятся в действие поворотные заслонки 3. При включении воздухоудвки 1 и открытом клапане 3 перед ней (верхний клапан закрыт) воздух поступает на вход в турбину турбокомпрессора 9. Расход воздуха через турбину регулируется дросселем.

Перед тем как запустить воздухоудвку 1, нужно включить систему смазки и убедиться, что давление на входе в узел смазки подшипников составляет не менее 0,2 МПа. Поскольку турбина приводится в движение от воздуха, который имеет температуру не более 30 °С, систему охлаждения можно не включать.

Частоту вращения вала ротора турбокомпрессора определяют в процессе исследования при помощи тахометра АТТ-6002. Для измерения на входе и выходе из компрессора температуры воздуха используют термометры, давления – манометры, расхода – расходомеры. В качестве тормоза для турбины используется компрессор (К) турбокомпрессора 9. Изменяя положение заслонки 3 на выходе из компрессора (заслонка 3В закрыта), устанавливают необходимое давление перед турбиной, расход воздуха и проводят испытания.

*Во втором режиме* используются продукты сгорания, поступающие из камеры сгорания 6 (горячий режим). С пульта управления приводятся в действие поворотные заслонки 3. При подаче топлива из баллона 4 (пропан-бутановая смесь) и воздуха из воздухоудвки 1 в камеру 6 поток продуктов

сгорания поступает в турбину, вращая ее колесо. После воспламенения топлива в камере сгорания воздух поступает из компрессора. При этом верхняя заслонка  $3B$  открыта, две нижние ( $3A$  и  $3C$ ) закрываются, а воздуходувка  $1$  выключается. Количество газа на входе в турбину регулируется изменением подачи топлива, поступающего в камеру сгорания. При использовании камеры сгорания кроме системы смазки дополнительно включается система охлаждения. Кроме газа для организации процесса горения в камере  $б$  возможно применение распыленного дизельного топлива.

Как для первого, так и для второго режимов работы стенда (см. рис. 1), используются тахометр ( $S$ ), расходомер ( $F$ ), манометры давления ( $P$ ) и термометры ( $T$ ). Для определения скорости потока газов в различных сечениях используются пьезометры и трубки Пито. Для установки на стенд турбокомпрессоров с различными размерами предусмотрены переходные фланцы.

На рис. 2 показан агрегат наддува с компрессором, турбиной и устройством для перепуска газа мимо турбины. Пневматическая камера  $2$  герметично сообщена с выходом компрессора. Перепускной канал, закрываемый заслонкой  $3$ , соединен каналом с входом в турбину. Давление наддува передается на мембрану, поджатую пружиной. При величине давления больше оптимального мембрана, преодолевая усилие пружины, перемещает шток, который через систему рычагов управляет заслонкой  $3$ . При этом изменяется массовое количество газа, направляемое на колесо турбины, и частота вращения ротора турбокомпрессора.



Рис. 2. Турбокомпрессор с перепускным устройством:  $1$  – рычаги управления заслонкой;  $2$  – пневматическая камера управления;  $3$  – заслонка

На рис. 3 приведена схема устройства для перепуска газа мимо турбины с установкой индикатора  $7$  для диагностики.

Система перепуска работает следующим образом. Воздух под определенным давлением  $P_k$  из компрессора  $1$  поступает в камеру управления  $2$ , действуя на мембрану  $3$  площадью  $S_m$ , создает силу ( $H$ ) со стороны мембраны



$$F_M = S_M P_K. \quad (1)$$

Пружина 4 имеет определенную жесткость  $C$  (Н/мм) и предварительно сжата на величину  $\Delta X$ . Сила со стороны пружины определяется выражением

$$F_{II} = C\Delta X. \quad (2)$$

При закрытой заслонке 13 площадью  $S_3$  на нее действует сила от давления газов перед турбиной  $P_T = P_K$

$$F_3 = S_3 P_T. \quad (3)$$

При равенстве длины рычагов 11 и 12 баланс сил на штоке 10 определяется выражением

$$F_{II} = F_M + F_3. \quad (4)$$

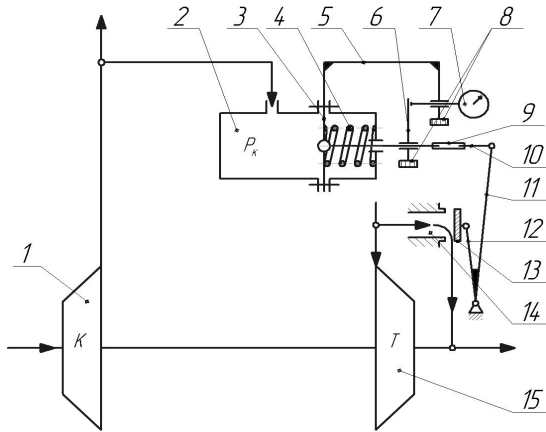


Рис. 3. Установка для диагностики системы перепуска газа мимо турбины: 1 – компрессор центробежный; 2 – камера управления; 3 – мембрана; 4 – пружина; 5 – стойка крепления индикатора; 6 – упорная планка привода индикатора; 7; 8 – винты зажимные; 9 – муфта регулирования длины штока 10; 11 – рычаг штока; 12 – рычаг клапана; 13 – клапан-заслонка; 14 – перепускное отверстие; 15 – турбина

Определив силы, действующие на шток 10, для заданного оптимального давления начала открытия клапана (например, абсолютное давление  $1,5 \cdot 10^5$  МПа) определяют величину  $F_{II}$ , при необходимости ее корректируют муфтой 9, изменяя длину штока 10. Площадь мембраны и перепускного отверстия диаметром  $D$  определяют по формуле  $\pi D^2/4$ .

В процессе диагностики проверяют целостность мембраны 3, пружины 4 и герметичность перепускного клапана 13. Устанавливают упорную планку 6 на шток 10 и закрепляют ее. Планка 6 должен касаться штока индикатора часового типа 7, шкала которого устанавливается на 0.

Плавно повышая давление в камере 2 при помощи компрессора или насоса, наблюдают за началом движения штока 10 и открытием клапана 13. За-

писывают давление, при котором происходит начало движения штока, и сравнивают его с данными завода-изготовителя. При необходимости корректируют длину штока  $l_0$  при помощи муфты 9. Далее, повышая давление в камере 2, определяют зависимость перемещения штока и открытия клапана от величины давления.

Площадь сечения при открытии клапана на величину  $\Delta K$  определяют из выражения

$$S_k = \pi D_0 \Delta K, \quad (5)$$

где  $D_0$  – диаметр перепускного отверстия.

Определив  $S_k$  для различных выдвиганий штока, определяют количество перепускаемого газа.

При расчете турбокомпрессора и его систем важно знать число Маха (австрийский физик, 1887 г.), которое характеризует отношение скорости потока к местной скорости звука  $\left( M = \frac{v}{a} \right)$ . При нормальных атмосферных условиях скорость звука равна 340 м/с. С повышением температуры скорость звука увеличивается. При  $M < 1$  течение газа называют дозвуковым и сжимаемость не учитывается. Плотность газа в конкретном сечении принимается постоянной величиной. При  $M > 1$  течение газа называют сверхзвуковым, он способен сжиматься и его параметры определяют при помощи газодинамических функций.

При адиабатном процессе скорость звука зависит от температуры и определяется выражением

$$a = \sqrt{kRT}. \quad (6)$$

Для выпускных газов принимаем  $k = 1,34$  (показатель адиабаты);  $R = 286,4$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная; температура газов перед турбиной  $T = 850 \dots 950$  К и давление газов на входе в турбину  $P_T = P_k$ , за турбиной – 0,11–0,12 МПа.

Для дозвуковых течений секундное объемное количество газа ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), перепускаемое клапаном, определится выражением

$$Q = \mu S_k v = \mu S_k \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (7)$$

где  $v$  – скорость истечения газа, м/с;  $\Delta P$  – перепад давления газа перед заслонкой, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент расхода, равный 0,6–0,8.

Плотность воздуха (газа) определяется из выражения

$$\rho = \frac{P}{RT}, \quad (8)$$

где  $P$  – абсолютное давление, Н/м<sup>2</sup>;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $T$  – температура, К.

Массовый секундный расход газа (кг/с), перепускаемый мимо турбины, находим по формуле

$$M_{п.т} = Q\rho. \quad (9)$$

Требуемое массовое количество воздуха для работы дизеля (кг/с) определяется из выражения

$$M_d = \frac{\alpha L_0 g_e N_e \varphi}{3600}, \quad (10)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха (1,6–2,0);  $L_0$  – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива (14,8 кг);  $g_e$  – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) (0,18–0,22);  $N_e$  – мощность двигателя, кВт;  $\varphi$  – коэффициент продувки (1,1–1,2). Для бензиновых двигателей  $\alpha = 1$ ,  $g_e = 0,26 \dots 0,3$  кг/(кВт·ч).

С учетом выбранного числа компрессоров  $i_k$  *необходимая подача воздуха* одним компрессором находится по формуле

$$M_k = \frac{M_d}{i_k}. \quad (11)$$

Для рядных двигателей обычно устанавливают один компрессор, для V-образных – два.

Расход газа через турбину примерно на 3 % больше расхода воздуха через компрессор в результате сгорания топлива в цилиндрах двигателя.

$$M_t = 1,03 M_k. \quad (12)$$

Определив массовый расход газа через турбину при закрытой заслонке ( $M_t$ ) и количество перепускаемого газа при разном открытии заслонки, корректируют настройку перепускного устройства.

Кроме массового количества воздуха, которое должен нагнетать центробежный компрессор в цилиндры двигателя, важным для диагностики является значение давления на выходе из компрессора. Для этого из формулы номинальной мощности двигателя ( $N_e$ ) определим *среднее эффективное давление*  $P_e$ .

Для четырехтактного двигателя эффективная мощность (кВт) определяется выражением

$$N_e = \frac{P_e V_h i n}{120}, \quad (13)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, л;  $i$  – число цилиндров;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

После преобразования выражения (13) получим (МПа)

$$P_e = \frac{N_e 120}{V_h \text{in}}. \quad (14)$$

Величину *давления воздуха на выходе из компрессора* для четырехтактных двигателей определяем из соотношения

$$P_k = (0,15 \dots 0,18) P_e,$$

для двухтактных двигателей

$$P_k = (0,2 \dots 0,28) P_e. \quad (15)$$

*Степень повышения давления* в компрессоре

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_0}, \quad (16)$$

где  $P_0$  – давление на входе в компрессор.

При своевременном и качественном обслуживании двигателя турбокомпрессор может работать длительное время без нарушений и поломок. Возникновение неисправностей иногда связано с попаданием в полость турбокомпрессора инородных предметов, недостатком масла либо его загрязнением. Часто турбокомпрессор демонтируют с двигателя, не диагностируя его состояние. Ремонт турбокомпрессора нужно проводить, убедившись в полном отсутствии нарушений в работе двигателя. Часто это позволяет предотвратить бесполезную замену исправных агрегатов наддува.

Самые распространенные неисправности турбокомпрессоров – шумная работа, синий или черный дым из выхлопной системы, повышенный расход масла, снижение мощности двигателя.

*Шумная работа* турбокомпрессора происходит в результате повреждения лопаток колес, их касания с другими деталями, износа подшипников и вала.

*Выхлопные газы синего и черного цвета* свидетельствует о сгорании масла или недостатке воздуха. Утечки масла могут происходить из узла смазки подшипников турбокомпрессора. Причиной этого является загрязнение воздушного фильтра, которое способствует созданию разрежения на входе в компрессор или износ уплотнений.

При засорении воздушного фильтра в цилиндр двигателя поступает недостаточное количество воздуха, что ведет к неполному сгоранию топлива, снижению мощности, образованию сажи и черного дыма из выхлопной системы. Снижение мощности двигателя может быть и в результате нарушений процесса топливоподачи, плохой работе системы перепуска газа мимо турбины или неисправности других систем автоматического регулирования.

Для диагностики и испытания турбокомпрессоров необходимы их технические данные. В таблице приведены технические характеристики отечественных турбокомпрессоров (компрессора и турбины) [4].

Турбокомпрессоры ТКР-5,5 выпускаются с регулирующим клапаном, что позволяет изменять мощность на валу турбины путем перепуска газов мимо рабочего колеса.

Наряду с отечественными турбокомпрессорами в двигателях применяют и зарубежные. Из зарубежных представляет интерес турбокомпрессоры фирмы ККК (Kuhnle, Kopp Kausch, Германия, Франция, США).

Фирма выпускает ряд турбокомпрессоров (КО, К1, К2, К3, К4, К5) с подачей воздуха от 0,02 до 2 кг/с и степенью повышения давления от 1,5 до 4 для двигателей мощностью от 20 до 1000 кВт. Турбокомпрессоры имеют высокий КПД и автоматическую систему регулирования. Широкое применение получили системы с перепуском газа мимо турбины.

#### Параметры турбокомпрессоров Воронежского механического завода

№ п/п	Техническая характеристика	ТКР-5,5 Н-5	ТКР-5,5 С-1	ТКР 5,5 С-3	ТКР-7 Н-1	ТКР -9 С-2 и С-3
Компрессор						
1	Номинальный диаметр колеса, мм	52±1	52±1	54±1	75±1	90±1
2	Максимальный КПД, не менее, %	70	70	70	75	75
Турбина						
1	Номинальный диаметр колеса, мм	50±1	50±1	53±1	75±1	90±1
2	Максимальный КПД, не менее, %	60	60	60	70	70
3	Максимальная подача воздуха компрессором, кг/с	0,1	0,11	0,15	0,15	0,25
4	Максимальная степень повышения давления $\pi_k$	1,9	2,1	2,1	1,9	2,1
5	Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	150 000	150 000	130 000	110 000	85 000
6	Масса ТКР, кг	5,0	5,0	5,0	9,5	15,5
7	Область применения, мощность двигателя, кВт	ВАЗ-3431(60)	ГАЗ-560(70)	ГАЗ-562(90)	Д-440(100)	Д-461, В-400(175–300)

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Разработан стенд, позволяющий осуществлять привод турбины от воздушного потока или продуктов сгорания. Стенд позволяет проводить диагностику и испытания агрегатов наддува с центробежным компрессором и радиально-осевой турбиной.

2. Дан расчет системы перепуска газа мимо турбины, приведена методика ее диагностики и регулировки.

3. Рассмотрены основные неисправности деталей и узлов турбокомпрессоров, приведены технические характеристики отечественных турбокомпрессоров.

## Список литературы

1. Макушев Ю.П., Корнеев С.В., Рындин В.В. Агрегаты наддува двигателей: учеб. пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 70 с.
2. Хак Г. Турбодвигатели и компрессоры: справ. пособие. – М.: Астрель, 2003. – 351 с.
3. Лашко В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – Владивосток: Дальнаука, 2009. – 499 с.
4. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами: учеб. пособие / Ю.П. Макушев [и др.]. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. – 284 с.

# СИСТЕМА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПУТИ

**А.Н. Даренский**

Украинская государственная академия железнодорожного транспорта,  
г. Харьков, Украина

*Разработана видеоцифровая система для дистанционного бесконтактного измерения одновременно в трех плоскостях перемещений элементов конструкций или сооружений (например, элементов железнодорожного пути) под действием нагрузок, в том числе динамических. Точность измерений – 0,03 мм, частота оцифровки – 25 Гц.*

**Ключевые слова:** бесконтактное измерение перемещений элементов сооружений, электропрогибомеры, оптические датчики, измерительная платформа, электромагнитная совместимость.

Задачи экспериментальных исследований железнодорожного пути позволяют установить основные требования к системе измерений перемещений: точность измерений, превышающая 0,1 мм; малая длительность цикла измерений, что обусловлено динамикой взаимодействия пути и подвижного состава; возможность точного совмещения результатов измерений перемещений и силовых параметров; отсутствие влияния колебаний и вибрации от поездов на результаты измерений; хорошая электромагнитная совместимость, поскольку вблизи локомотива образуются сильные электромагнитные поля.

В настоящее время для измерения перемещения элементов пути применяются в основном электропрогибомеры, которые работают с использованием индукционного, емкостного или электротензометрического способов. Наиболее распространенными являются электротензометрические прогибомеры, представляющие собой гибкую металлическую пластину, на которую наклеены тензорезисторы. Прогибомер закрепляется на свайке длиной 0,7–1,0 м, забиваемой в балласт. Перемещение элементов пути с помощью различных механических устройств передается на пластину прогибомера, при изгибе которой изменяются электрические сопротивления тензорезисторов. Изменение электрического сигнала с помощью аналоговых, а в последнее время – аналого-цифровых, преобразователей фиксируется регистрирующими приборами (светолучевыми осциллографами или компьютерами) [1].

По мнению ряда авторов [1–4], а также на основании проведенных автором экспериментальных работ можно сделать вывод о том, что несовершенство механической передачи перемещений на пластину прогибомеров, люфты и зазоры, собственные колебания пластины вызывают систематические погрешности, величины которых превышают 100 % заявленной точности изме-

рений. Кроме того, амплитудные значения колебаний балласта и верхней части земляного полотна, в которое забивается свайка, являющаяся базой измерений, сопоставимы, а в некоторых случаях и превышают измеряемые перемещения. Например, продольные перемещения рельсов при проходе одной двухосной тележки составляют 0,05–0,12 мм, а амплитудные значения колебаний балласта на глубине 40 см – 0,5–1,0 мм. Эксперименты, в которых прогибомер с помощью жесткой конструкции соединяли с опорой контактной сети, не увенчались успехом. Применение заглубленных на несколько метров опор, являющихся базой для тензометрических электропрогибомеров, хотя и дало хорошие результаты, однако потребовало больших затрат и сопровождалось негативным воздействием на верхнее строение пути [2].

Поскольку колебания грунта земляного полотна экспоненциально снижаются по мере удаления от пути, желательно базу измерений и датчики разместить в пространстве. Это возможно при использовании оптических датчиков.

Так, например, в научно-исследовательской путепробывательной лаборатории ДИИТа создан бесконтактный электронно-оптический прибор для измерения малых перемещений [2; 3]. На объекте измерений (например, на нитке рельса) закрепляется дифференциальный датчик, состоящий из двух фоторезисторов, которые включены в смежные плечи измерительного моста. Источник света устанавливался на неподвижной опоре на некотором расстоянии от пути. Он формировал полосу света постоянной ширины, внутри которой освещенность однородна. При продольных перемещениях рельса освещенность одного фоторезистора увеличивается, другого – уменьшается, вызывая тем самым разбалансировку измерительного моста. Установка прибора в нулевое положение и его тарировка производились с помощью индикатора часового типа. Фоторезисторы были закреплены на механической каретке, которая крепилась на шейке рельса и перемещалась с помощью микрометрического винта, т.е. датчик включал в себя механические устройства. Заявленная точность измерений –  $\pm 0,002$  мм.

В техническом университете Граца (Австрия) разработана оптическая система измерения деформаций ODMS [4]. Эта система состоит из двух размещенных в пространстве компонентов – лазера и детектора. Луч, служащий базой для измерений только вертикальных прогибов рельса, генерировался лазером и фокусировался теодолитом на рабочей плоскости детектора. Теодолит устанавливался на штативе на произвольном (до 20 м) расстоянии.

Детектор, состоящий из диода с боковым эффектом и усилителя сигналов, закреплялся при экспериментах на шейке рельса. Корпус детектора выполнен в виде клетки Фарадея для защиты от возмущающих электромагнитных полей. Создаваемый диодом сигнал после усиления и аналого-цифрового преобразования выводился на дисплей компьютера. Заявленная точность измерения вертикальных перемещений рельса составила 0,05 мм.



Рассмотренные выше системы позволяют выносить базу измерений за пределы пути (в первом случае – источник света, во втором – теодолит с лазером), что исключает влияние колебаний балласта и земляного полотна на точность измерений. Однако обе системы позволяют определять перемещения только в одной плоскости – горизонтальные продольные перемещения рельсов в приборе ДИИТа или вертикальные в системе ODMS. Кроме того, в обоих случаях электронные датчики или детекторы устанавливаются непосредственно на рельс, что вызывает необходимость защиты от электромагнитных полей и учета вибраций самого датчика. Так, в системе ODMS применялся полосовой фильтр, который разделил полезный сигнал и шумовой фон (частотой выше 35 Гц).

С учетом изложенных выше недостатков существующих приборов и систем в 2008–2009 годах была разработана и применена при проведении полевых экспериментальных работ видеодигитальная система измерения перемещений верхнего строения пути, общие принципы работы которой состоят в следующем.

На элемент пути, перемещения которого нужно было определить (кромку головки или подошвы рельса, шпалу или элемент скрепления), наклеивалась мишень, которая представляет собой черный круг на белом фоне. Диаметр круга был равен  $(4 \pm 0,002)$  мм и контролировался с помощью микрометра.

Базой для измерений служила сварная стальная платформа размером  $300 \times 300$  мм, которая с помощью восьми пружинных амортизаторов крепилась к четырем стойкам из стального уголка № 50, стойки забивались в грунт на глубину от 0,8 до 1,0 м. Конструкции стоек и амортизаторов позволяют выполнять плавную регулировку высоты платформы в диапазоне 1 м. Положение платформы стабилизировалось гироскопом в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Измерительная платформа устанавливалась на произвольном (от 4 до 6 м) расстоянии от пути.

На платформу устанавливалась цифровая видеокамера Sony DCR-SX-41 с 60-кратным оптическим увеличением.

Кроме того, к платформе жестко прикреплялась металлическая балка коробчатого сечения длиной 1,35 м. На конце балки с помощью держателя устанавливался лазер со сферическим источником излучения и диафрагмой диаметром 0,5 мм. Схема компонентов измерительной платформы представлена на рис. 1.

Цифровая видеокамера подключалась через USB-интерфейс к персональному компьютеру с операционной системой Microsoft Windows XP Professional. Цифровой видеосигнал обрабатывался специальной программой, разработанной на языке C-sharp, принцип действия которой состоит в следующем.

Цифровой видеопоток от видеокамеры захватывается с помощью драйвера и записывается на жестком диске. Анализ выполняется для каждого фрейма видеопотока. Из фрейма строится битовая матрица изображения. За-

тем с помощью цифровых фильтров выделяются изображения мишени и пятна лазерного луча. Из матрицы изображений строится матрица позиций – каждая точка этой матрицы определена или как фон, или как мишень, или как пятно лазерного луча. Затем определяются координаты мишени и ее размеры и координаты лазерного пятна.

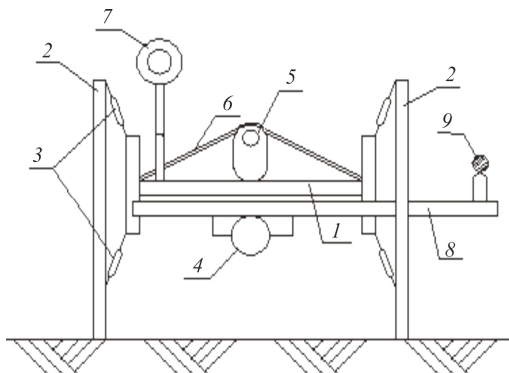


Рис. 1. Схема компонентов измерительной платформы: 1 – платформа; 2 – стойки; 3 – пружинные амортизаторы; 4 – блок гироскопа; 5 – видеокамера; 6 – резинометаллический амортизатор; 7 – лампа подсветки; 8 – балка; 9 – лазер

Заключительная фаза анализа – перерасчет координат матрицы в абсолютные единицы перемещений относительно зафиксированной нулевой точки.

Таким образом, результатами работы программы являются следующие:

- сохранение видеопотока для возможного повторного анализа;
- выведение на дисплей компьютера информации о текущих перемещениях мишени и лазерного пятна;
- выведение на дисплей графиков измеряемых перемещений элемента пути по осям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ;
- экспорт таблиц перемещений в формате Excel.

После наклейки мишени, установки измерительной платформы, подключения и настройки аппаратуры, включения гироскопа видимое изображение круга-мишени на мониторе компьютера фиксировалось четырьмя курсорами.

Этим устанавливался нулевой отсчет перемещений в вертикальной  $y$  и горизонтальной  $x$  продольной оси пути плоскостях. Зафиксированный видимый диаметр круга  $d$  и являлся масштабной моделью для измерения всех перемещений  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , которые определялись в долях от этой величины. Этим снимается необходимость точной установки платформы, соблюдения правильности углов визирования и последующей тарировки системы. В дальнейшем выполнялся пересчет перемещений в миллиметрах (рис. 2).

Для определения горизонтальных поперечных перемещений  $z$  калиброванный диафрагмой лазерный луч наводился на край круга мишени. Затем с помощью металлической рулетки с точностью до 1 мм определялись рас-

стояния:  $a$  – от пятна лазерного луча на мишени до центра поворота луча,  $b$  – от пятна до фокусного центра видеокамеры и  $c$  – между центром поворота лазера и фокусным центром видеокамеры (рис. 3).

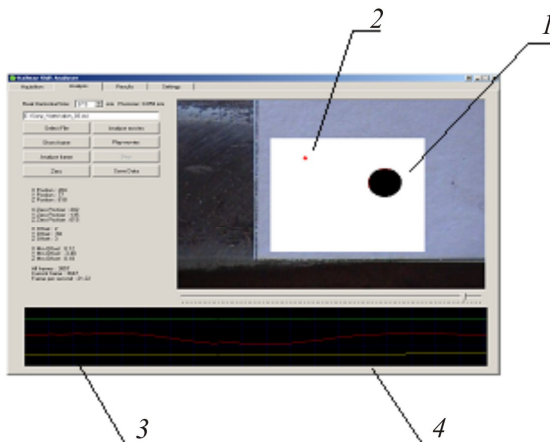


Рис. 2. Изображение измерений перемещений кромки головки рельса на дисплее компьютера: 1 – мишень; 2 – лазерный луч; 3 – текущие значения перемещений; 4 – графики перемещений в функции времени

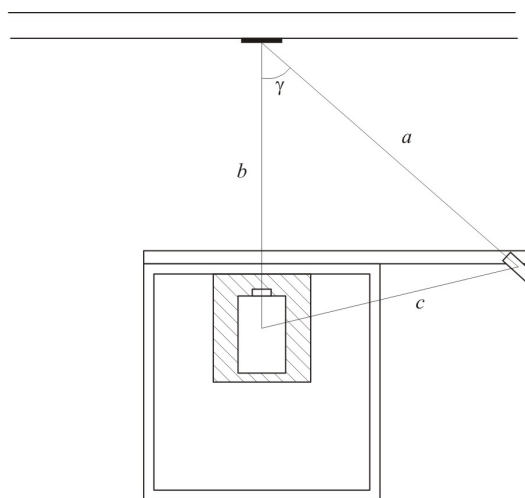


Рис. 3. Расчетная схема для определения угла падения лазерного луча

Эти параметры заносились в компьютер. Угол падения лазерного луча на мишень  $\gamma$  определялся по известному соотношению

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{a^2 + b^2 + c^2}{2ab}\right). \quad (1)$$

Возможные погрешности в измерениях параметров  $a$ ,  $b$ ,  $c$  –  $\pm 1$  мм вызывают изменения в 6–7 знаках после запятой функции  $\sin\gamma$ .

Горизонтальные поперечные оси пути перемещения  $z$  определялись как

$$z = \frac{f - x}{\operatorname{tg}\gamma}, \quad (2)$$

где  $f$  – горизонтальные расстояния между пятном от лазерного луча и краем мишени при перемещениях элемента пути;  $x$  – продольные перемещения мишени.

Таким образом, разработанная видеоцифровая система позволяет получить перемещения выбранной на элементе пути точки во всех трех плоскостях в режиме реального времени, которое фиксируется таймером компьютера с точностью  $10^{-3}$  с.

Работоспособность и надежность защиты измерительной платформы и видеокамеры от колебаний и вибраций грунта проверена в полевых условиях. Для этого измерительная платформа была установлена на расстоянии 4 м от оси пути. Видеокамера была развернута на  $180^\circ$  (в противоположную от пути сторону). Мишень была наклеена на фундамент производственного здания, находящегося на расстоянии 5 м от платформы. Запись изображения мишени показала, что шумовой фон при проходе поездов практически не изменялся. Таким образом, принятая для системы точность измерений вертикальных  $x$  и горизонтальных продольных  $u$  перемещений составляет 0,02 мм, горизонтальных поперечных – 0,03 мм.

Разработанная видеоцифровая система исключает сложные подготовительные работы на месте измерений, практически исключает влияние на результаты колебаний и вибраций пути, позволяет с точностью до  $10^{-3}$  с совмещать данные измерений усилий и перемещений, имеет хорошую электромагнитную совместимость и может быть использована весьма гибко.

### Список литературы

1. Покицкий В.А., Суслов О.А., Филипов Е.В. Экспериментальные методы определения продольных перемещений рельсов под поездами // Проблемы путевого хозяйства Восточной Сибири: сб. науч. тр. ИрГУПС. – Иркутск, 2004. – № 2. – С. 90–93.

2. Иванов А.Г., Костенко Ф.В., Смулов Н.И. К вопросу об измерении продольных динамических перемещений элементов железнодорожного пути // Труды ДИИТ. – Днепропетровск, 1980. – № 209/22. – С. 97–101.

3. Волошко Ю.Д., Воробейчик Л.Я., Иванов А.Г. Исследование продольных перемещений рельсов под проходящими поездами // Вестник ВНИИЖТ. – 1984. – № 5. – С. 43–45.

4. Brunner F.K., Woschits H. Измерение вертикальных перемещений рельсов в пути // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 73–76.

# АДАПТАЦИОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕЧЕНИЕМ В ПОГРАНИЧНОМ СЛОЕ В ЗАДАЧЕ СНИЖЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

О.И. Чуркина

Казахская академия транспорта и коммуникаций  
им. М.Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан

*Приведено экспериментальное исследование снижения аэродинамического сопротивления трения поверхностей за счет самопроизвольного вдува и отсоса вещества пограничного слоя через полость, находящуюся под поверхностью обтекания и сообщающуюся с пограничным слоем через поперечные щели. Показано, что в некотором диапазоне изменения числа Рейнольдса для случая определенного набора и расположения поперечных щелей на поверхности обтекания имело место снижение сопротивления трения до 20 %.*

**Ключевые слова:** транспортное средство, сопротивление трения, самопроизвольный вдув и отсос, адаптация, турбулентное трение.

На практике большое значение с точки зрения энергосбережения имеет уменьшение сопротивления трения транспортного средства.

В частности, для современных самолетов, рассчитанных на большую дальность полета, при числе Маха  $M_\infty = 0,7 \dots 0,8$  сопротивление трения составляет приблизительно 60 % от полного сопротивления самолета, причем сопротивление трения фюзеляжа составляет 30 %, а крыла – 20–25 % от общего сопротивления.

Таким образом, снижение величины турбулентного сопротивления трения является существенным резервом повышения аэродинамического совершенства любого транспортного средства при его взаимодействии с набегающим потоком жидкости или газа.

В настоящее время выявлены основные подходы к решению этой важной задачи. Управление течением в пограничном слое осуществляется с помощью активных или пассивных способов воздействия на поток. Широкое распространение получили активные способы управления – такие, например, как вдув и отсос среды в пограничном слое с помощью специальных устройств. Поскольку указанные способы принадлежат к числу энергозатратных из-за необходимости использования дополнительных устройств, то особый интерес в исследованиях по данной проблематике проявляется к пассивным способам управления, например с помощью упорядоченного микрорельефа на

обтекаемой поверхности (в частности, в виде продольных микроребер-риблетов) или переборки среды по каналам внутри обтекаемого тела [1]. В этом случае обтекаемая поверхность транспортного средства адаптируется к набегающему потоку среды (воздуха или воды) во время своего движения.

Задача снижения сопротивления турбулентного трения с помощью продольного микрооробрения поверхности к настоящему времени экспериментально изучена достаточно полно. Будучи достаточно простыми по конструкции и не требующими дополнительных энергозатрат, устройства с микрооробрением способны обеспечить снижение сопротивления трения в некоторых случаях до 10 %.

Замечено, что наибольший эффект имеет место при использовании риблетов V- или U-образной формы (рис. 1). Размеры микроребер должны быть соизмеримы с толщиной вязкого подслоя.



Рис. 1. Общая схема продольных микроребер V- или U-образной формы в поперечном сечении

Идея применения продольных микроребер возникла, вероятно, после опубликования в 1956 г. работы [1], в которой было показано, что при турбулентном режиме течения в ядре канала треугольного поперечного сечения поток в угловых областях (в диапазоне углов до  $30^\circ$ ) остается ламинарным на участках до 40 % по высоте треугольника.

Данная работа посвящена исследованию управления течением с помощью так называемого самопроизвольного вдува и отсоса вещества пограничного слоя по каналам, находящимся под поверхностью обтекания и сообщающимся с пограничным слоем через поперечные щели на ней.

Известна аэродинамическая поверхность [2], снижающая сопротивление трения, имеющая внутри обтекаемого тела каналы, сообщающиеся с пограничным слоем через продольные прорезы на поверхности обтекания. В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования пристеночных пульсаций давления при пассивном управлении взаимодействием скачка уплотнения с пограничным слоем на профиле. Получено снижение интегрального уровня пульсаций за счет перепуска воздуха из-под скачка через перфорированную или двухщелевую поверхность в этой зоне и полость под ними.

В работе [3] испытана модель плоской пластины, на поверхности которой имеются поперечные щели, сообщающиеся между собой через продольные каналы прямоугольного сечения, находящиеся под поверхностью обтекания. Конструктивные особенности этой модели позволяют выравнивать статическое давление на поверхности обтекания за счет микроциркуляции среды в пограничном слое через эти каналы.

В работе [3] показано, что варьирование количества поперечных щелей и их месторасположения на поверхности обтекания указанного устройства позволяет найти оптимальное соотношение указанных характеристик, позволяющее наиболее эффективно снижать аэродинамическое сопротивление трения экспериментальной пластины.

В работе [4] аэродинамическая поверхность содержит поперечные щели, которые сообщаются между собой через полость в виде прямоугольной выемки, расположенной внутри устройства под поверхностью обтекания. Щели образованы с помощью закрепленных на краях устройства поперечных пластин, острые кромки которых направлены навстречу набегающему потоку.

На рис. 2 показана конструкция такой поверхности, ее общий вид; на рис. 3 – то же, продольный разрез. Направление набегающего потока – по стрелке *A*.

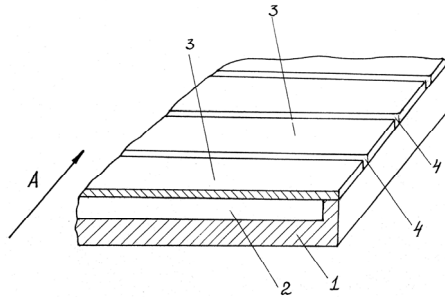


Рис. 2. Общий вид аэродинамической поверхности: 1 – основа; 2 – прямоугольная выемка; 3 – поперечные пластины; 4 – зазоры (щели)

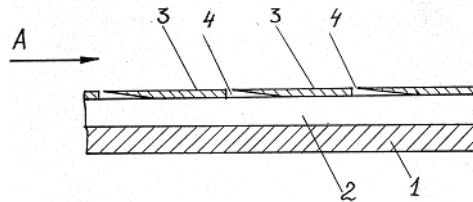


Рис. 3. Продольный разрез поверхности: 1 – основа; 2 – прямоугольная выемка; 3 – поперечные пластины; 4 – поперечные щели

В работе [5] испытана модель пластины, на поверхности которой имеются три поперечные щели, сообщающиеся между собой через продольные каналы прямоугольного сечения, находящиеся под поверхностью обтекания. Конструктивные особенности этой модели позволяют выравнивать статическое давление на поверхности обтекания за счет микроциркуляции среды в пограничном слое через эти каналы.

Испытания проводились в малотурбулентной дозвуковой аэродинамической трубе (АТ) с закрытой рабочей частью поперечного сечения  $300 \times 300$  мм и длиной 600 мм. Скорость потока  $U_\infty$  в рабочей части трубы изменялась в пределах от 10 до 34 м/с, степень турбулентности  $\varepsilon$  не превышала 0,9 %. Интервал изменения числа Рейнольдса  $Re = (2,6 \dots 9,2) \times 10^5$  (в качестве характерной выбрана длина экспериментальной пластины).

На нижней стенке рабочего участка АТ вырезан люк размером  $401 \times 199,6$  мм, в котором помещался образец аэродинамической поверхности и однокомпонентные аэродинамические весы для измерения силы трения. Экспериментальная пластина устанавливалась на платформе аэродинамических весов на специальных регулировочных винтах, позволяющих устанавливать ее заподлицо с неподвижной стенкой рабочего участка АТ.

Передняя кромка образца удалена на 130 мм от сечения сопряжения сопла АТ с ее рабочей частью. Зазоры между задней и боковыми кромками экспериментальной пластины и люка составляли 0,5 и 0,2 мм соответственно. Погрешность установки образца заподлицо с поверхностью нижней стенки АТ не превышала  $\pm 0,01$  мм. Применение специального гидрозатвора позволило полностью исключить подсос среды через зазоры по краям образца во время проведения эксперимента.

В процессе испытания, на каждом режиме скорости, при фиксированной скорости потока в АТ измерялись: сила трения, действующая на поверхность установленной на весах модели, скоростной напор в рабочей части АТ в зоне весов, температура потока, статическое давление в пяти контрольных сечениях исследуемого образца и двух сечениях на базовой пластине АТ спереди и сзади экспериментального образца.

Скорость набегающего потока  $U_\infty$  измерялась на оси трубы за экспериментальной пластиной с помощью комбинированной трубки Пито – Прандтля. Диапазон изменения величины силы трения – 0–30 г, точность ее измерения –  $\pm 0,2$  г. Диапазон изменения величины давления – 0–800 Па, точность ее измерения –  $\pm 1$  Па.

С целью максимальной автоматизации эксперимента использовался специально созданный для этого универсальный измерительно-вычислительный комплекс АТ-УИК-14К-ЭВМ, позволяющий вести опрос датчиков по четырнадцати каналам и обрабатывать полученную информацию в реальном масштабе времени на ЭВМ.

При определении силы трения для исследуемых моделей проводилось несколько серий испытаний, при каждой из которых экспериментальный образец заново устанавливался на аэродинамических весах. В эксперименте были испытаны две модели аэродинамических поверхностей.

Модель № 1 представляла собой плоскую стальную пластину с чистотой обработки поверхности  $\nabla = 6 \dots 7$ , ее размеры –  $10 \times 199,1 \times 400,4$  мм. Передняя,



задняя и боковые кромки пластины имели скос под углом в  $55^\circ$ . По всей линии вдоль пластины имелось пять сквозных отверстий диаметром 0,35 мм, отстоящих друг от друга на расстояние 80 мм (первое отверстие удалено от передней кромки на 40 мм) и предназначенных для измерения статического давления на поверхности. Модель № 1 являлась эталоном для проводимых исследований.

Экспериментальная модель № 2 (рис. 4) имела на обтекаемой поверхности 1 три поперечных канала 2, сообщающихся между собой через полость 3 в виде прямоугольной выемки ( $4,5 \times 182,1 \times 384,4$  мм). Выемка располагалась внутри модели, под поверхностью обтекания (расстояние от передней кромки до поперечных каналов – 120, 200 и 360 мм; ширина поперечного канала – 1 мм). Эта модель также имела по краю скос под углом  $55^\circ$  и отверстия для измерения статического давления в пяти контрольных сечениях. Передняя кромка поперечных пластин была выполнена острой для обеспечения уменьшения лобового сопротивления кромок при перетекании среды из пограничного слоя и обратно через поперечные зазоры, угол изменялся в пределах от  $30$  до  $45^\circ$ .

Коэффициент  $c_x$  измерялся прямым весовым методом для обеих экспериментальных пластин. Испытания проводились как при естественно развившемся на пластине пограничном слое, так и при искусственно сформированном с помощью набора турбулизаторов. Турбулизаторы представляли собой барьеры высотой  $h$  (0,62; 1,2; 3 мм) и устанавливались по нормали к поверхности пластины по всей ширине на расстоянии 65 мм вверх по потоку от передней кромки исследуемых поверхностей.

Относительная ошибка для совокупности проведенных экспериментов составила в среднем 2–4 %.

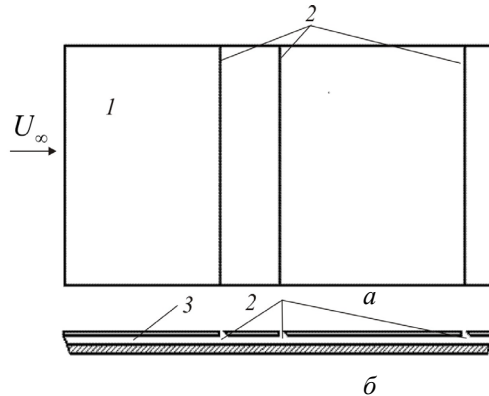


Рис. 4. Аэродинамическая поверхность № 2: *a* – вид сверху; *б* – вид сбоку; 1 – плоская пластина; 2 – прямоугольная выемка; 3 – поперечные щели

В результате проведенных испытаний выявлено, что на величину коэффициента сопротивления турбулентного трения существенное влияние оказывает высота турбулизатора, особенно это заметно для гладкой модели № 1 в интервале изменения числа Рейнольдса  $Re = (2,6 \dots 6,3) \times 10^5$ . С увеличением

высоты турбулизатора аэродинамическое сопротивление турбулентного течения гладкой модели, как и ожидалось, возрастает. При увеличении значений скорости рассматриваемого интервала, т.е. при  $Re > 6,3 \times 10^5$ , влияние размеров высоты указанных турбулизаторов на течение уменьшается.

Для гладкой модели № 1 оптимальным турбулизатором с точки зрения совпадения полученных данных с классическими, в частности с известным соотношением Прандтля – Шлихтинга, был турбулизатор высотой  $h = 1,2$  мм.

Показано, что для турбулизатора с высотой  $h = 3$  мм снижение сопротивления трения имело место только в диапазоне изменения числа Рейнольдса  $Re = (2,6 \dots 6,3) \times 10^5$  и составило: максимальное – 18 %, в среднем – 15 %. В случаях, когда высота турбулизатора  $h$  достигала 1,2 мм и турбулизатор отсутствовал, снижение сопротивления трения составило в среднем 18 и 20 % соответственно.

На рис. 5 приведены результаты измерений относительного коэффициента сопротивления трения  $\frac{c_x}{c_{x0}}$  поверхности № 2 в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$  при использовании турбулизатора (кривая 1 –  $h = 3$  мм, кривая 2 –  $h = 1,2$  мм) и без него (кривая 3). Здесь  $c_{x0}$  – коэффициент сопротивления трения гладкой экспериментальной пластины № 1.

Следует отметить, что указанная модель имеет лучшие характеристики обтекания не только для случая течения без турбулизатора, но и в некоторых случаях турбулентного режима течения (например, при турбулизаторе высотой  $h = 1,2$  мм).

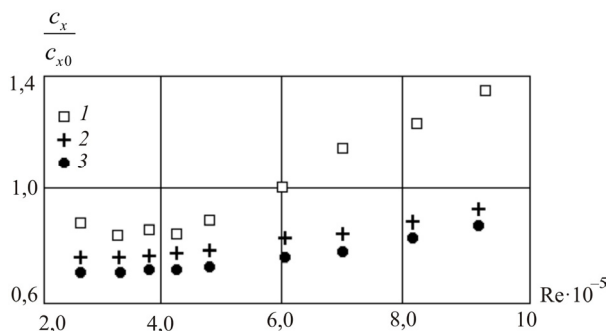


Рис. 5. Результаты измерений относительного коэффициента сопротивления  $c_x/c_{x0}$  поверхности № 2 в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$

Представленные в работе результаты экспериментальных исследований механизма снижения сопротивления турбулентного трения за счет организации на поверхности обтекания самопроизвольного вдува и отсоса вещества пограничного слоя позволяют предположить, что основным фактором пассив-

ного воздействия на поток с целью улучшения аэродинамических характеристик обтекаемой поверхности является самовыравнивание на ней статического давления. В этом случае следует ожидать уменьшения толщины пограничного слоя, сведения к минимуму вероятности его отрыва и стабилизации всего течения в целом.

В работе получено существенное снижение сопротивления трения как с использованием турбулизатора, так и при его отсутствии. Показано, что по сравнению с эталоном уменьшение сопротивления трения для рассматриваемой модели составляет в среднем 18–20 % в определенном интервале изменения числа Рейнольдса. По предварительным экспериментальным данным такой же результат имеет аналогичная модель, на поверхности обтекания которой четыре поперечных щели (расстояние до которых от передней кромки – 120, 200, 280 и 360 мм).

Требуются дальнейшие экспериментальные исследования с целью, как понимания механизма снижения сопротивления турбулентного трения за счет самопроизвольной циркуляции среды в пограничном слое, так и зависимости этого механизма от различных факторов (количество поперечных щелей, их взаимное расположение относительно друг друга, диапазон изменения скоростей набегающего потока и т.д.). К значительному улучшению картины течения в пограничном слое для рассматриваемой в настоящей работе модели № 2 приводит наличие микрорельефа на ней в виде продольных микроребер. Можно предположить, что наличие продольных риблетов способствует изменению структуры турбулентности в пограничном слое, подавляя поперечные пульсации скорости и давления, стабилизируя, таким образом, течение в целом и приводя к дополнительному снижению сопротивления трения транспортного средства.

### Список литературы

1. Eckert E.R.G., Irvine T.F.Ir. Flow in corners of passages with noncircular cross section // Trans. ASME. – 1956. – Vol. 78, № 4. – P. 709–718.
2. Изучение пристеночных пульсаций давления при пассивном управлении взаимодействием скачка уплотнения с пограничным слоем / С.А. Ковальников [и др.] // Ученые записки ЦАГИ. – 1988. – Т. 19, № 4. – С. 116–121.
3. Чуркина О.И. Исследование механизма уменьшения сопротивления трения при пассивном управлении течением в пограничном слое на плоской пластине / Известия НАН РК. Сер. физ.-мат. – 2005. – № 1 (239). – С. 55–61.
4. А.с. 1672921 СССР. Поверхность, обтекаемая жидкостью или газом / О.И. Чуркина [и др.]. – Оpubл. 1991, Бюл. № 31.
5. Предпатент 16860 (РК). Поверхность, обтекаемая жидкостью или газом / Чуркина О.И. – Оpubл. 2006, Бюл. № 1.

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБТЕКАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ МИКРОРИБЛЕТОВ В ЗАДАЧЕ УМЕНЬШЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

О.И. Чуркина

Казахская академия транспорта и коммуникаций  
им. М. Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан

*Рассматривается математическая модель обтекания поверхности с продольным микрооребрением, снижающей сопротивление трения. Получены решения задачи в рамках локальной автомодельности для случаев различных конфигураций продольных микрориблетов: построены профили скоростей, приведены формулы расчета напряжения трения на стенке и местного коэффициента сопротивления трения.*

**Ключевые слова:** транспортное средство, микрорельеф, сопротивление трения, продольное микрооребрение, трехмерная автомодельность.

Снижение величины турбулентного сопротивления трения является существенным резервом повышения аэродинамического совершенства ряда транспортных средств, так как составляет почти основную часть их полного сопротивления.

В последнее время значительный интерес проявляется к пассивным способам управления течением в пограничном слое, в частности к таким, как способ управления течением с помощью упорядоченного микрорельефа (например, в виде продольных микроребер-риблетов).

Задача снижения сопротивления турбулентного трения с помощью продольного микрооребрения поверхности к настоящему времени экспериментально изучена достаточно полно [1]. Будучи достаточно простыми по конструкции и не требующими дополнительных энергозатрат, устройства с микрооребрением способны обеспечить снижение сопротивления трения в некоторых случаях до 10 %. Наибольший эффект имеет место при использовании риблетов V- или U-образной формы (рис. 1). Размеры микроребер должны быть соизмеримы с толщиной вязкого подслоя.



Рис. 1. Общая схема продольных микроребер V- или U-образной формы в поперечном сечении

Идея применения продольных микроребер возникла, вероятно, после опубликования в 1956 г. работы [2], в которой было показано, что при турбулентном режиме течения в ядре канала треугольного поперечного сечения поток в угловых областях (в диапазоне углов до  $30^\circ$ ) остается ламинарным на участках до 40 % по высоте треугольника. К сожалению, теоретически эта задача мало исследована.

В данной работе рассматривается математическая модель течения в пограничном слое на плоской пластине с микрооребрением.

Микрорельеф границы плоской пластины математически описывается с помощью различных линейных функций. В частности, для случая, когда ребра выполнены в поперечном сечении в виде треугольника, граница описывается уравнением прямой  $y = k|z|$ , где  $k$  – ее угловой коэффициент.

Рассмотрим случаи обтекания продольных ребер различной формы поперечного сечения потоком вязкой несжимаемой жидкости:

**1. Продольное обтекание внутренних сторон двугранного угла потоком вязкой несжимаемой жидкости.** Течение осуществляется по оси  $Ox$  вдоль внутренних поверхностей двугранного угла с постоянной скоростью на бесконечности, равной  $U_\infty$  (рис. 2, а).

В поперечном сечении слоя смешения граница описывается с помощью уравнения прямой  $y = k|z|$ , где  $k$  – ее угловой коэффициент (рис. 2, б).

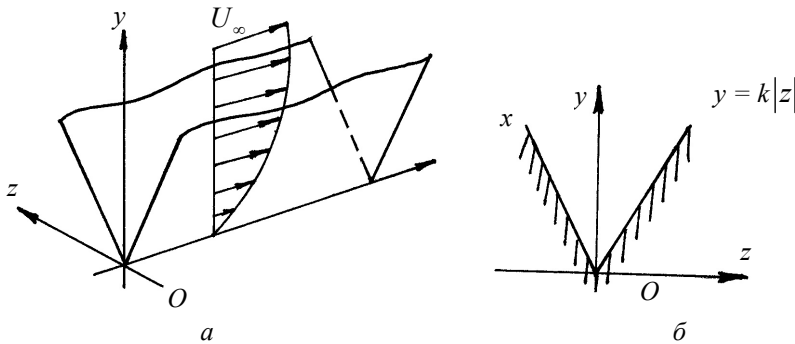


Рис. 2. Схема течения в двугранном угле: а – общий вид; б – вид границы угла в поперечном сечении

Уравнения трехмерного стационарного пограничного слоя вязкой несжимаемой жидкости для рассматриваемой задачи имеют вид

$$\begin{cases} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

где  $x, y, z$  – декартовы координаты;  $u, v$  – составляющие вектора скорости;  $\nu$  – кинематическая вязкость, причем  $\nu = \text{const}$  при следующих граничных условиях

$$\begin{cases} u=0, v=0 & \text{при} & y=k|z|, & x \geq 0, \\ u \rightarrow U_\infty & \text{при} & y \rightarrow \infty, z \rightarrow \infty, \\ u=U_\infty & \text{при} & x=0. \end{cases} \quad (2)$$

Покажем, что задача (1), (2) является *автомодельной*, т.е. система уравнений в частных производных может быть сведена к одному обыкновенному дифференциальному уравнению.

Представим продольную составляющую вектора скорости в пограничном слое в виде [3; 4]

$$u = \frac{1}{2} U_\infty (1+k^2) f'(\eta), \quad (3)$$

где  $U_\infty$  – скорость потока на  $\infty$ ; функция  $f(\eta)$  – функция одной переменной

$$\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} (y - k|z|),$$

скомбинированной из физических переменных  $x, y, z$ .

Подставляя выражение (3) и соответствующие производные в уравнение движения системы (1), получим нелинейное обыкновенное дифференциальное уравнение третьего порядка

$$f''' + ff'' = 0 \quad (4)$$

при следующих граничных условиях

$$\begin{cases} f' = 0 & \text{при} & \eta = 0, \\ f' \rightarrow \frac{2}{1+k^2} & \text{при} & \eta \rightarrow \infty. \end{cases} \quad (5)$$

Уравнение (4) с соответствующими граничными условиями задачи Блазиуса интегрируются численно [3].

Согласно данным [3] и имея в виду новую переменную  $\eta = \eta(x, y, z)$ , построим теоретическую кривую, соответствующую данному универсальному профилю продольной составляющей вектора скорости  $\frac{u}{U_\infty}$  в зависимости от переменной  $\eta$  (рис. 3).

Краевая задача (4), (5) по внешнему виду совпадает с известной классической задачей Блазиуса продольного обтекания потоком несжимаемой вязкой жидкостью полубесконечной тонкой пластинки [3]. Различие заключается

лишь в виде переменной  $\eta$ . В задаче Блазиуса  $\eta = \frac{1}{2} y \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}}$ , а в рассматриваемой задаче обтекания двугранного угла

$$\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} (y - k|z|).$$

При  $k = 0$  задача обтекания двугранного угла полностью соответствует задаче обтекания плоской пластины потоком вязкой несжимаемой жидкости; при  $z = 0$ , т.е. в плоскости  $Oxy$ , решения этих задач также совпадают.

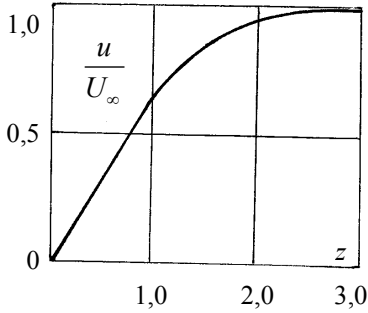


Рис. 3. Безразмерное распределение скорости по сечениям пограничного слоя ( $U_\infty = 8$  см/с,  $x = 15$  см)

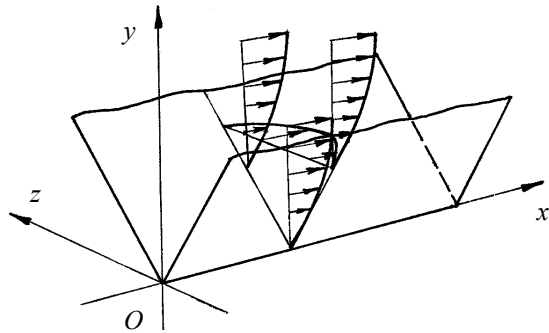


Рис. 4. Схема течения по сечениям  $z$

На рис. 4 видно, что погранслоное течение в двугранном угле обладает одновременно свойствами как течения на пластине Блазиуса, так и течения Пуазейля в трубе. Здесь имеет место суперпозиция двух классических течений.

На рис. 5 приведены профили продольной составляющей по сечениям  $y$  при различных растворах двугранного угла, т.е. при различных значениях величины  $k$ . С ростом  $k$  величина градиента скорости увеличивается (см. рис. 5, б).

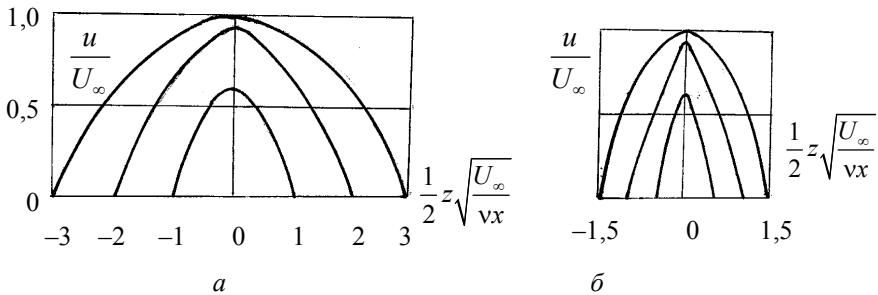


Рис. 5. Профили продольной составляющей вектора скорости по высоте пограничного слоя при различных значениях параметра  $k$ : а -  $k = 1$ ; б -  $k = 2$

Табличное решение задачи позволяет найти прежде всего *напряжение трения* на поверхности двугранного угла по направлениям  $y$  и  $z$

$$\tau_{wy} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=k|z|} = \frac{1}{4} (1+k^2) \mu \sqrt{\frac{U_\infty^3}{\nu x}} f''(0),$$

$$\tau_{wz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{y=k|z|} = \pm \frac{1}{4} (1+k^2) k \mu \sqrt{\frac{U_\infty^3}{\nu x}} f''(0).$$

Определяя приближенно по таблице, приведенной в [3],

$$(1+k^2) f''(0) = (1+k^2) \frac{f'(0,1) - f'(0)}{0,1} = 1,328,$$

получим следующие формулы распределения *напряжения трения* по поверхности двугранного угла:

$$\tau_{wy} = 0,332 \sqrt{\frac{\mu \rho U_\infty^3}{x}}, \quad (6)$$

$$\tau_{wz} = \pm 0,332 k \sqrt{\frac{\mu \rho U_\infty^3}{x}}. \quad (7)$$

Формула (6) по виду полностью совпадает с известной формулой Блазиуса распределения напряжения трения по поверхности плоской пластины, т.е. закон изменения напряжения трения на стенке в направлении  $y$  остается прежним. Однако в направлении  $z$  появляется ранее отсутствовавшее в задаче Блазиуса напряжение трения  $\tau_{wz}$ . Причем пока  $k < 1$ , оно составляет лишь часть от  $\tau_{yz}$ . При  $k = 1$  эти две величины совпадают ( $\tau_{yz} = \tau_{wz}$ ), а при  $k > 1$  напряжение трения на стенке двугранного угла превышает  $\tau_{yz}$ .

Для *местного коэффициента сопротивления трения* имеем

$$c_{fy} = \frac{\tau_{wy}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} = \frac{0,664}{\sqrt{\text{Re}_x}}, \quad (8)$$

$$c_{fz} = \pm \frac{\tau_{wz}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} = \pm \frac{0,664 k}{\sqrt{\text{Re}_x}}, \quad (9)$$

$$\text{где } \text{Re}_x = \frac{U_\infty x}{\nu}.$$

**2. Продольное обтекание трапециевидного канала потоком вязкой несжимаемой жидкости.** Рассмотрим погранслоинное течение вязкой несжимаемой жидкости вдоль поверхностей трапециевидного канала (рис. 6, а).

Представим продольную составляющую вектора скорости в виде

$$u = \frac{1}{2} U_\infty (1+4k^2) f'(\eta), \quad (10)$$



где  $U_\infty$  – скорость потока на  $\infty$ ; функция  $f(\eta)$  – функция одной переменной  $\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} \left[ y - k \left( \left| z + \frac{b}{2} \right| + \left| z - \frac{b}{2} \right| \right) + b \right]$ , скомбинированной из физических переменных  $x, y, z$ , где  $k$  – угловой коэффициент боковой стороны трапеции;  $b$  – ширина дна продольного канала.

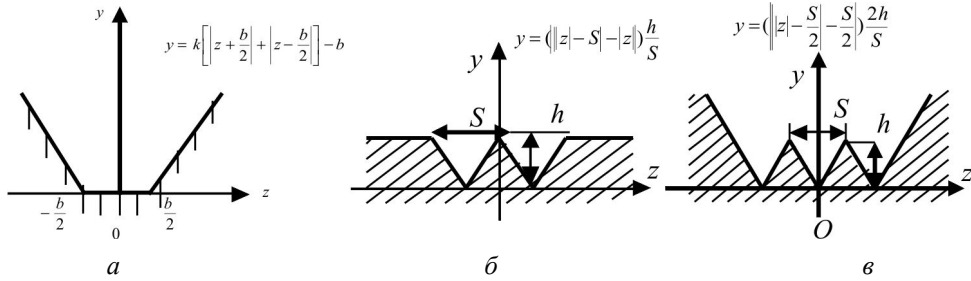


Рис. 6. Вид границы в поперечном сечении:  $a$  – трапециевидного канала;  $b$  – одиночного ребра;  $v$  – двух ребер ( $k = 1$ )

Подставляя выражение (6) и соответствующие производные в уравнение движения системы (1), получим то же самое нелинейное обыкновенное дифференциальное уравнение третьего порядка (4) при следующих граничных условиях

$$\begin{cases} f' = 0 & \text{при } \eta = 0, \\ f' \rightarrow \frac{2}{1+4k^2} & \text{при } \eta \rightarrow \infty. \end{cases} \quad (11)$$

Задача (6), (7) по внешнему виду совпадает с известной классической задачей Блазиуса, т.е. задачей продольного обтекания потоком несжимаемой вязкой жидкости полубесконечной тонкой пластинки [3]. Различие заключается лишь в виде переменной  $\eta$ . В задаче Блазиуса  $\eta = \frac{1}{2} y \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}}$ , а в рассматриваемой задаче обтекания трапециевидного канала  $\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} \left[ y - k \left( \left| z + \frac{b}{2} \right| + \left| z - \frac{b}{2} \right| \right) + b \right]$ . Решение задачи также доводится до конца.

**3. Продольное обтекание одиночного ребра треугольного поперечного сечения потоком вязкой несжимаемой жидкости.** Рассмотрим пограничное течение вблизи продольного одиночного ребра треугольного поперечного сечения (рис. 6,  $b$ ).

Представим продольную составляющую вектора скорости в виде

$$u = \frac{1}{2} U_\infty (1 + 4k^2) f'(\eta), \quad (12)$$

где  $U_\infty$  – скорость потока на  $\infty$ ; функция  $f(\eta)$  – функция одной переменной

$$\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} \left[ y - k \left( \left| z + \frac{b}{2} \right| + \left| z - \frac{b}{2} \right| \right) + b \right],$$

скомбинированной из физических переменных  $x, y, z$ , где  $k$  – угловой коэффициент прямой  $y = k \left( \left| z + \frac{b}{2} \right| - \left| z - \frac{b}{2} \right| \right) - b$ .

Подставляя выражение (8) и соответствующие производные в уравнение движения системы (1), получим снова нелинейное обыкновенное дифференциальное уравнение третьего порядка (4) при следующих граничных условиях:

$$\begin{cases} f' = 0 & \text{при } \eta = 0, \\ f' \rightarrow \frac{2}{1+4k^2} & \text{при } \eta \rightarrow \infty. \end{cases} \quad (13)$$

**4. Продольное обтекание двух ребер треугольного поперечного сечения потоком вязкой несжимаемой жидкости.** Рассмотрим погранслоное обтекание продольного одиночного ребра треугольного поперечного сечения (рис. 6, в). Представим продольную составляющую в виде

$$u = \frac{1}{2} U_\infty (1+4k^2) f'(\eta), \quad (14)$$

где  $U_\infty$  – скорость потока на  $\infty$ ; функция  $f(\eta)$  – функция одной переменной

$$\eta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}} \left[ y - \left( \left| \left| z \right| - \frac{S}{2} \right| - \frac{S}{2} \right) \frac{2h}{S} \right],$$

$$y = \left( \left| \left| z \right| - \frac{S}{2} \right| - \frac{S}{2} \right) \frac{2h}{S}.$$

Подставляя выражение (10) и соответствующие производные в систему (1), будем иметь уравнение (4) с граничными условиями

$$\begin{cases} f' = 0 & \text{при } \eta = 0, \\ f' \rightarrow \frac{2}{1+4k^2} & \text{при } \eta \rightarrow \infty. \end{cases} \quad (15)$$

На основании полученных в работе результатов представляется возможной модификация граничных условий в задаче о пограничном слое на продольных микроребрах. В этом случае для некоторой эффективной поверхности, проходящей через их вершины (конфигурация ребер в поперечнике выбрана, например, в виде треугольника), условие прилипания среды пограничного слоя будет выполняться лишь на прямых, совпадающих с их вершинами. Между реблетами скорость потока изменяется по параболическому закону от 0 до максимума на оси течения. Именно это обстоятельство и позволяет суммарно существенно снизить сопротивления трения на этой поверхности.

## Список литературы

1. Экспериментальное исследование влияния продольного оребрения на сопротивление трения плоской пластины / Г.В. Енютин [и др.] // Изв. АН СССР. МЖГ. – 1987. – № 2. – С. 140–145.
2. Eckert E.R.G., Irvine T.F.Ir. Flow in corners of passages with noncircular cross section // Trans. ASME. – 1956. – Vol. 78, № 4. – P. 709–718.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 547 с.
4. Чуркина О.И. Трехмерная автомодельность в задаче продольного обтекания двугранного угла потоком вязкой несжимаемой жидкости // Изв. НАН РК. Сер. физ.-мат. – 2006. – № 1 (425). – С. 40–44.

# АНАЛИЗ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ ПРИ ФУНКЦИОНИРОВАНИИ ТРУБОПРОВОДНОГО СОЕДИНЕНИЯ «РАСТРУБ»

**Д.В. Сопегин, А.П. Ериков**

Пермский военный институт внутренних войск МВД, Россия

*С целью повышения эффективности исследования механизма формирования отказа авторами предлагается методика системного анализа функциональных преобразований в системе соединения. Содержание методики рассмотрено на примере трубопроводного соединения «раструб».*

**Ключевые слова:** система, элемент, параметр, потери, соединение.

Существующие традиционные методы анализа структурных изменений, протекающих при функционировании различных механических систем, не дают полную картину взаимодействия их элементов, ответственных за формирование того или иного отказа. При исследовании механизма формирования отказа, включая условия зарождения и развития деградационных процессов, определяющим подходом является метод системного анализа. При его использовании функционирование трубопроводного соединения можно рассматривать как взаимодействие элементов низшего ранга – рабочих поверхностей уплотнений, пар трения, оболочечных и других элементов. Эти элементы, совместно с внешней средой, можно представить, используя метод деления системы более высокого ранга (соединения), в виде самостоятельных систем, в которых превалирующими процессами при их функционировании являются поверхностные или объемные деградационные процессы. Возможность протекания того или иного деградационного процесса будет определяться особенностями системы.

В трубопроводном соединении типа «раструб» активно функционируют три типа трибомеханических систем (трибосистем), обменивающихся механическими входами и выходами через поверхность раздела в области их контакта.

Трибосистема I (ограничение движения). К ней относятся так называемые пары трения соединения (кинематические пары):

- стальное запорное кольцо – раструб;
- стальное запорное кольцо – манжета.

Трибосистема II (устранение потока рабочих сред). Она охватывает узел уплотнения, обеспечивающий заданную степень герметичности.

Трибосистема III (перемещение рабочих сред). Принципиально трибосистема образуется любой частью внутренней поверхности проточной части соединения при обтекании ее рабочей средой.

Описываемые трибосистемы соединения (рис. 1) включают под оболочку не более четырех элементов: 1 и 2 – подвижная и неподвижная взаимодействующие поверхности; 3 – промежуточный элемент, «третье тело» – смазка, окисные пленки (трибосистема I) или рабочая среда (трибосистема II) – несмотря на то, что рабочая среда является внешней по отношению к некоторым элементам соединения, для физического корректного описания трибосистемы она включена под оболочку, в трибосистеме III рабочая среда выполняет функцию подвижного тела; 4 – окружающая среда; в трибосистеме II, где элементы 1 и 2 находятся в контакте только с рабочей средой, этот трибоэлемент отсутствует, он не имеет смысла и в трибосистеме III – последняя состоит только из двух элементов 1 и 3.

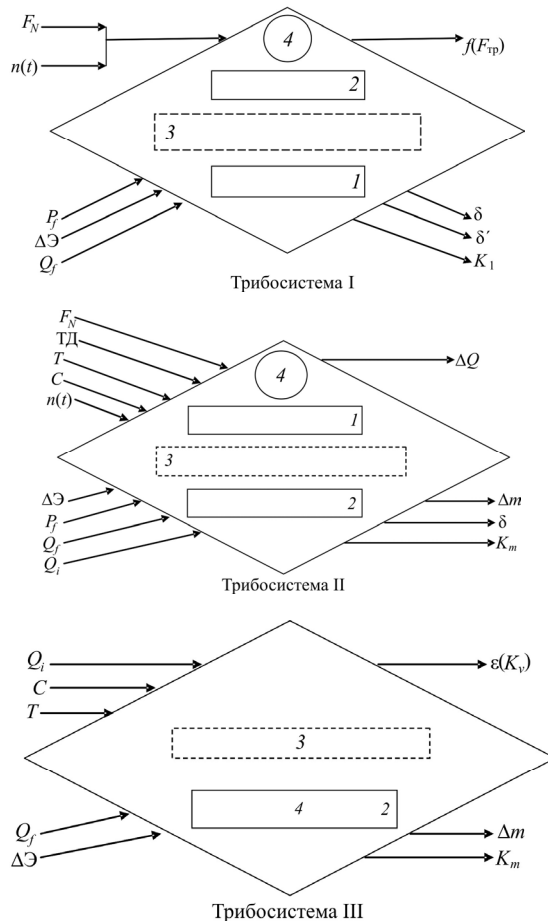


Рис. 1. Функциональные и структурные схемы трибосистем

Техническая функция трибосистемы I заключается в ограничении движения взаимноперемещающихся элементов – раструба и манжеты – при помощи стального запорного кольца. От правильного функционирования этой системы зависит выполнение основных функций соединения.

Во всех кинематических парах имеются погрешности (зазоры и перекосы). При малых скоростях эти погрешности увеличивают силы трения и контактные напряжения в кинематических парах. При больших скоростях появляются дополнительные динамические нагрузки, вызванные силами инерции. Динамические нагрузки являются источниками дополнительных сил трения и контактных напряжений в элементах кинематических пар, причинами вибраций, ударных нагрузок (растущих с увеличением зазоров).

В трибосистеме I на входе в качестве параметра действует нагрузка  $F_N$ , представляющая собой нормальную составляющую силу, возникающую в результате перекосов кинематической пары, стальное кольцо – манжета (стальное кольцо – раструб). Выходными параметрами являются коэффициент трения  $f$  или сила трения  $F_{тр}$ .

Наиболее характерными для трибосистемы II рабочими параметрами (входами) являются нормальная герметизирующая нагрузка на уплотнения  $F_N$ , тип относительного движения (ТД) между трибоэлементами 1 и 2, температура  $T$  окружающей среды, число циклов  $n$  или время  $t$ , активность среды  $C$ .

Для всех типов уплотнений основным рабочим параметром является нормальная герметизирующая нагрузка  $F_N$ . Под ее воздействием в результате деформации поверхностных неровностей уменьшается межповерхностный зазор и увеличивается гидравлическое сопротивление утечке ( $\Delta Q$ ), являющееся основным выходным параметром трибосистемы II.

Функция трибосистемы III является диаметрально противоположной функции трибосистемы II и заключается в обеспечении максимальной пропускной способности (минимального гидравлического сопротивления) – это особенность трибосистемы III. Она представляет собой пару: внутренняя поверхность стыка – среда. Рабочим параметром (входом) системы является гидромеханическое воздействие потока рабочих сред  $Q_i$ . Выходным параметром трибосистемы III является гидравлическое сопротивление стыка  $\epsilon$  или его пропускная способность  $K_v$ .

Температура  $T$ , ресурс  $n$  и активность  $C$  внешней среды, квалифицированные в системах более высокого ранга как возмущения, во всех трибосистемах трансформировались в полезные входы, а в трибосистеме III полезным входом дополнительно стал параметр возмущения  $Q_i$  (гидромеханическое воздействие потока рабочих сред). Такая трансформация некоторых возмущений в рабочие переменные произошла потому, что они стали оказывать функциональное влияние на значение и стабильность выходных параметров трибосистем (через соответствующие преобразования структуры), что заставляет управлять структурой трибосистем для обеспечения их стабильности, сниже-

ния потерь  $\Delta m$ ,  $\delta$ ,  $\delta'$ ,  $K_m$ ,  $K_1$  ( $\Delta m$  – продукты изнашивания;  $\delta$  – пластическая деформация;  $\delta'$  – деформация перекосов,  $K_m$  – продукты коррозионного изнашивания,  $K_1$  – разрушение микрорельефа) и, как следствие, повышение долговечности. Ряд нежелательных выходов (возмущений для системы соединения –  $P_f$ ,  $\Delta \mathcal{E}$ ,  $Q_i$ ,  $Q_f$ ) остались таковыми и в трибосистемах ( $P_f$  – динамические нагрузки,  $\Delta \mathcal{E}$  – эксплуатационные возмущения,  $Q_f$  – пульсация давления).

Структура трибосистем необратимо изменяется (деградирует) при функционировании соединения под действием рабочих параметров и возмущений, действующих на входе, поэтому они обладают структурой и функциями динамической системы. Их структура идентифицирована тремя или четырьмя элементами.

Ранее было отмечено, что основными элементами, активно влияющими на процесс функционирования соединения, являются трибоэлементы 1 и 2. В качестве промежуточного трибоэлемента 3 выступает так называемое «третье тело» (им может быть жидкая рабочая среда или для газообразной среды – окисные и другие поверхностные пленки). Окружающая среда обычно выступает в качестве элемента 4.

Взаимодействие между элементами трибосистем I, II и III соединения типа «раструб» показаны на рис. 2 и 3.

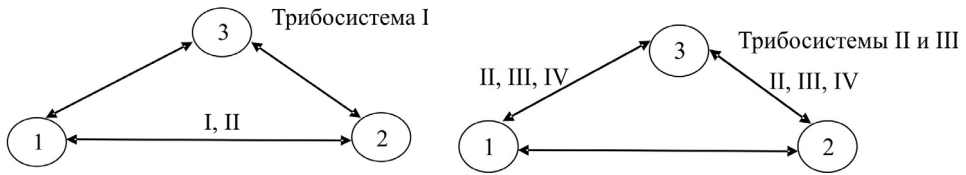


Рис. 2. Схема трибологических взаимодействий между элементами соединений в трибосистемах

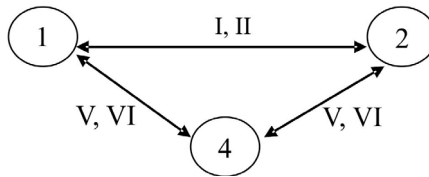


Рис. 3. Схема взаимодействия между элементами соединения и окружающей средой (трибосистема I)

Арабскими цифрами обозначены трибоэлементы, римскими – доминирующие процессы разрушения или способствующие им процессы, протекающие в реальных диапазонах эксплуатационных параметров: I – контактная деформация, усталостное изнашивание; II – абразивное изнашивание; III – эрозийное изнашивание; IV – кавитационное изнашивание; V – химическое (коррозионное) изнашивание; VI – окислительное изнашивание.

Перечисленные взаимодействия и процессы вызывают необратимые деградационные изменения структуры трибосистем. Структурные изменения, в свою очередь, приводят к таким отказам, как появление сверхнормативных протечек в уплотнениях, увеличение силы (момента) трения в кинематической цепи и, как следствие, неминуемое разрушение всего соединения, что влечет за собой отказ системы более высокого ранга.

Кроме трибосистем, в основе структурных изменений которых лежат поверхностные процессы, соединение содержит ряд элементов низшего ранга, структура которых изменяется под действием объемных деформационных процессов.

Это, прежде всего, толстостенные оболочные элементы, представляющие собой систему объемно-напряженных элементов.

Основные элементы системы объемно-напряженных элементов – корпуса конструкций (раструб и манжета), уровень напряжений которых достигает опасных значений, т.е. возможна потеря их работоспособности (потеря устойчивости, недопустимые остаточные деформации и др.).

Раструб и манжета несут двойную функциональную нагрузку. Во-первых, они образуют несущую оболочку соединения, во-вторых, обеспечивают ряд ее вспомогательных функций – перемещение рабочих сред, их герметизацию относительно окружающей среды, крепление к трубопроводу и др.

Раструб и манжета представляют собой осесимметричную оболочку с концентраторами напряжений. Основную техническую функцию объемно-напряженных элементов можно сформулировать следующим образом: обеспечение целостности и плотности оболочки под воздействием полей напряжений, инициируемых гидростатическим давлением и изгибающими моментами в местах крепления к трубопроводу, поэтому основными входами являются рабочие параметры:  $P_p$  – давление рабочей среды;  $M_{и}$  – изгибающий момент трубопроводов. Выходом является герметичность  $Q$  – сохранение целостности. Дополнительным входом может являться испытательное давление  $P_{и}$  – при проверках соединения на прочность не должно произойти ни разрушения, ни потери герметичности (рис. 4).

Дополнительные входы – возмущения являются теми же, что и для других элементов соединения. Потери выражаются величинами  $\delta$  (пластическая деформация, потеря устойчивости) и  $K_1$  (коэффициент интенсивности напряжения). Через  $K_1$  условно обозначен процесс разрушения (с точки зрения механики разрушения поле напряжений определяется коэффициентом интенсивности напряжений  $K_1$ , являющимся мерой всех напряжений и деформаций).

Процессы потери прочности, приводящие к отказам, связаны прежде всего с деградацией структуры. В этом случае понятия структуры системы объемно-напряженного элемента и структуры материала совпадают. Процесс образования и развития дефектов на структуре материала до критических значений характеризует долговечность объемно-напряженных элементов.



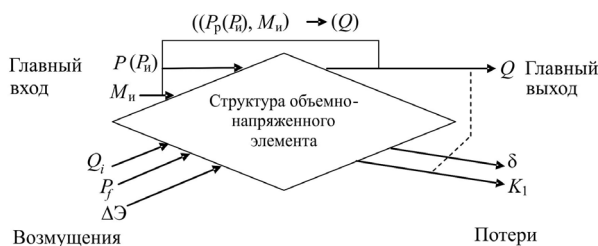


Рис. 4. Функциональная схема системы  
объемно-напряженного элемента

Аналогично можно рассматривать функции и структуры других систем (например, системы упругих элементов и др).

Таким образом, проведенный анализ позволяет утверждать, что функциональные преобразования в системах, образованных элементами низшего ранга соединения, всегда приводит к необратимым изменениям их структуры. Так как системы являются разомкнутыми, то происходит взаимный обмен массой и энергией с внешней средой, что является причиной образования потерь при функционировании соединений.

### Список литературы

1. Надежность трубопроводной пневмогидроаппаратуры / В.В. Хильчевский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
2. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. – М.: Мир, 1982. – 352 с.
3. Климанд Д., Кинг В. Системный анализ и целевое управление: пер. с англ. / под ред. И.И. Верещагина. – М.: Сов. радио, 1974. – 278 с.

# РАЦИОНАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ КАМЕРЫ ТРАНСПОРТНОГО СУДОПОДЪЕМНИКА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ГРУЗОВ

**В.П. Сапцин, Б.Ф. Лаврентьев, С.О. Турецких**

Марийский государственный технический университет,  
г. Йошкар-Ола, Россия

*Рассмотрены режимы движения камеры транспортного наклонного судоподъемника на модели в условиях, близких к равноускоренному (равнозамедленному) режиму. Перемещения грузов (судов, секций плотов) при движении камеры с водой в основном зависят от колебаний волн в свободной от судов камере в линейной постановке. Приведена принципиальная схема таймера, формирователя временных сигналов, с учетом которого выполнены опыты.*

**Ключевые слова:** судоподъемники, привод, баржи, скоростные суда, плоты, камеры судоподъемника.

Традиционные судопропускные сооружения – судоходные шлюзы – при своей работе расходуют значительные объемы воды. Например, шлюз № 5 Волго-Балтийского водного пути (длина 270 м, ширина 18 м, напор 13,25 м) за месяц тратит 28, а за навигацию – 175 млн м<sup>3</sup> воды, что представляет собой немалую величину. Транспортные наклонные судоподъемники позволяют значительно экономить воду.

Как показали исследования, общие потери воды из верхнего бьефа в нижний составляют: в лестнице судоходных шлюзов – от 1 до 7 м<sup>3</sup>/с, в транспортных наклонных судоподъемниках – от 0,015 до 0,040 м<sup>3</sup>/с. Вопрос экономии воды является важным в экологическом отношении преимуществом транспортных судоподъемников.

Кроме того, легче всего обнаружить утечку нефтепродуктов в подвижной камере судоподъемника и предпринять защитные мероприятия.

Транспортный наклонный судоподъемник обладает эффектом энергосберегающих технологий. При спуске камеры используется режим динамического торможения, т.е. работа гидромоторов переходит в режим насосов, а работа двигателей в режим генераторов. Происходит рекуперация электроэнергии в сеть. Возвращается около 25–30 % энергии, затраченной на подъем.

В работе [1] выписано в виде конечных сумм точное решение линеаризованной задачи о колебаниях воды малой амплитуды в свободной от транспортируемых грузов (судов, секций плотов) камере при произвольном законе разгона или торможения ранее равномерно двигавшейся камеры. Продольные

перемещения незакрепленного «гибкого» судна, следующего за водной поверхностью, при мгновенной остановке камеры с продольной компоновкой переносятся на камеру с поперечной компоновкой [1; 4]. При этом не учитывается влияние движущегося судна (секции плота) на трансформацию волновой картины в камере, задача, соответственно, упрощается. Это приводит к завышению максимальных перемещений судна, что, как принято говорить, «идет в запас конструкции» по условиям безопасной габаритной длины (ширины) камеры. Основная обработка результатов натурных испытаний на судоподъемнике Красноярского гидроузла и их сопоставление с теоретическими расчетами в условиях трехступенчатого разгона камеры приведены в работе [4]. Исследования показали удовлетворительную сходимость как в частотном отношении, так и по амплитудам колебаний волновых параметров в натурных условиях в камере в условиях линейного приближения и на модели.

Цель настоящей работы – получение расчетных зависимостей, позволяющих оценить безопасные условия транспортировки грузов в эксплуатационных условиях и тем самым оценить пропускную способность (грузооборот) транспортного наклонного судоподъемника даже на ранней стадии проектирования при сравнении вариантов судопропускных сооружений.

Лабораторные исследования выполнены для модели продольного расположения камеры (Красноярский судоподъемник [1]) и поперечного уравновешенного судоподъемника (Богучанский [4]); моделирование осуществлялось по закону гравитационного подобия (по Фрудру). Опыты исследований проводились с учетом колебаний воды и перевозимых грузов в камере с обязательным дублем, расхождение основного опыта и дубля не должно превышать  $\pm 5\%$ , при больших расхождениях дубль повторялся.

Выделим из системы интегро-дифференциальных уравнений параметры, характеризующие движение транспортируемого груза (судна, секции плота). В период неравномерного движения камеры наклонного транспортного судоподъемника на транспортируемое тело действуют следующие силы [4]:

- 1) инерции переносного движения камеры на транспортируемый груз;
- 2) волнового воздействия при неравномерном движении камеры;
- 3) натяжения в причальных устройствах (тросах);
- 4) трения о смоченную поверхность тела (судна, секцию плота);
- 5) ветрового воздействия.

Две последние силы пренебрежимо малы по сравнению с предыдущими, поэтому в дальнейшем их учитывать не будем.

Линейные продольные (поперечные) перемещения перевозимых грузов (судов, секции плота) в этой системе представлены следующим уравнением:

$$M_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = -M_c j_x + \rho g' \int_{x_1(t)}^{x_2(t)} \omega_c (x - x_c) \frac{\partial \zeta}{\partial x} (x, t) dx + F_{np}, \quad (1)$$

где  $M_c$  – масса судна;  $x_c$  – продольная координата центра тяжести судна;  $t$  – время;  $j_x$  – горизонтальная составляющая ускорения движения камеры;  $\rho$  – плотность воды;  $g'$  – ускорение свободного падения с учетом вертикальной составляющей ускорения движения камеры;  $\omega_c$  – площадь поперечного сечения судна;  $\zeta$  – амплитуда волны в камере при ее неравномерном движении;  $F_{пр}$  – продольная сила в швартовных канатах.

Рассмотрим, как ведут себя колебания воды в камере в зависимости от степени закрепления судна к ее стенкам (частотные характеристики), т.е. проанализируем влияние последнего члена уравнения зависимости (1). Были проведены специальные опыты с телами (судами, секциями плотов), связанными со стенками камеры различными способами. Период колебаний воды при наличии судна в камере обозначим через  $T_c$ , отнесем численную величину к  $2T_k$  (периоду колебаний воды в свободной от транспортируемых грузов камере).

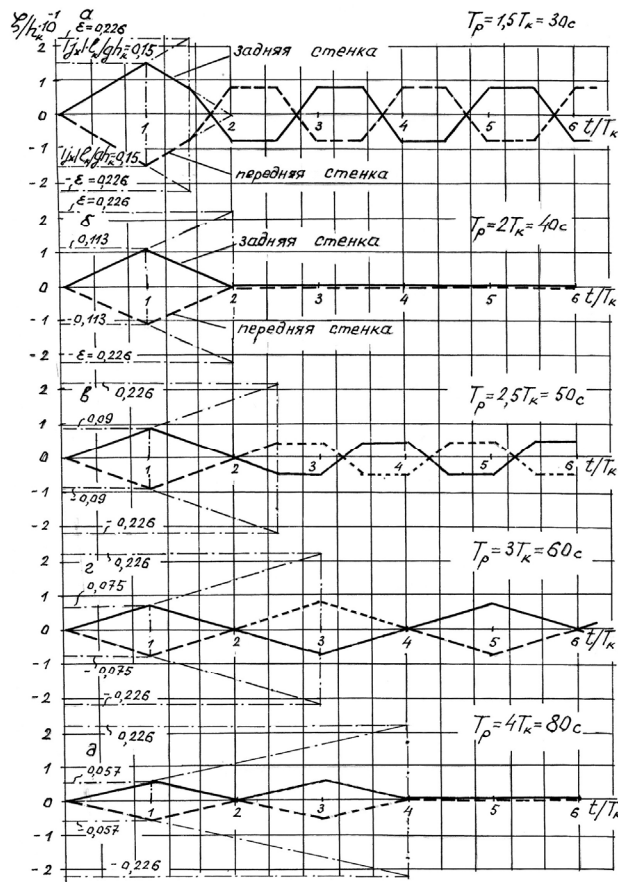


Рис. 1. Колебания уровня воды при эксплуатационном разгоне камеры ( $T_p > T_k$ ) по линейному приближению (для камеры Красноярского судоподъемника)

Оказалось, что опытные точки располагаются при  $\frac{T_c}{2T_k} \cong 1$ . Таким обра-

зом, период колебаний воды в камере при ее неравномерном движении, вызванном периодом разгона (торможения), может быть в первом приближении принят равным периоду колебаний воды в камере, свободной от транспортируемых грузов (рис. 1). Графоаналитический способ построения колебаний воды в камере в условиях линейного приближения изложен в работе [1].

Работа «гидравлического амортизатора» на модели имитировалась сухим трением [1], для чего было изготовлено фрикционное устройство для носового и кормового швартовного троса. Модельный трос (кордовая нить) навивался на барабан, заторможенный фрикционной колодкой (рис. 2). Фрикционное устройство было настроено на усилие в швартовном тросе 82 кН ( $\approx 8,2$  т для натуры) для условий Красноярского судоподъемника, которое выдерживалось в опытах с отклонениями  $\pm 10\%$ . Опыты показали эффективность работы фрикционного устройства для предотвращения обрыва швартовных тросов при экстренном торможении камеры транспортного судоподъемника. Все численные значения даны для натуры при моделировании по закону гравитационного подобия (по Фрудру), масштаб 1:25 (рис. 3).

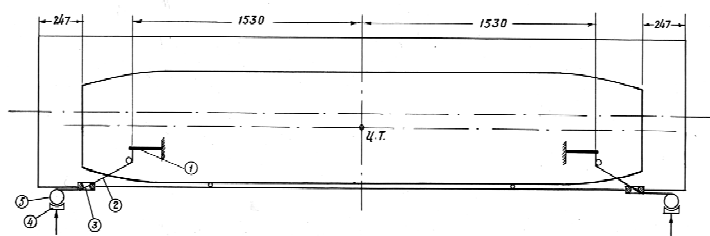


Рис. 2. Имитация работы гидравлического амортизатора на модели Красноярского судоподъемника: 1 – упругий элемент с тензометрическими датчиками; 2 – модельный трос (кордовая нить); 3 – направляющий клюз; 4 – тормозная колодка; 5 – фрикционный барабан

Продольные колебания модели судна довольно быстро затухают, только первые два колебания вперед и назад по ходу движения камеры представляют реально ощутимую величину.

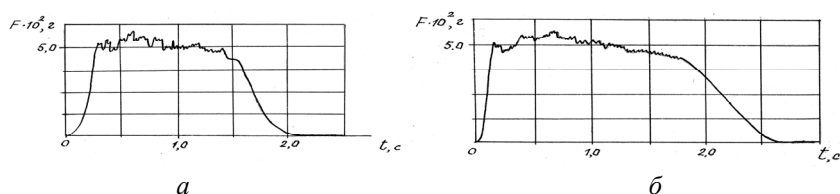


Рис. 3. Характер изменения усилий в тросах при работе фрикционного устройства: а – кормового; б – носового

Плот, состоящий из пучков (или плоских единиц), имеет прочную волноустойчивую конструкцию как в продольном, так и в поперечном отношении, поэтому представляет собой «гибкую» систему, следящую за волновой поверхностью воды в камере транспортного судоподъемника. Транспортировка грузов в камере транспортного наклонного судоподъемника происходит следующим образом. Поскольку судно (секция плота) закреплено тросами к неподвижной стенке камеры, а сам трос (с провисом по форме цепной линии) предоставляет судну возможность перемещаться в камере, наполненной водой, как в продольном направлении, так и в вертикальном, и иметь дифферент, то схема закрепления судна изображена на рис. 2. Уравнение (1) для продольных перемещений судна, лишенного связей со стенками камеры, т.е. незакрепленного судна, будет выглядеть следующим образом (при  $\omega_c \approx \text{const}$ ) [4]:

$$M_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = -M_c j_x + \rho g' \omega_c [\zeta_1(x_1, t) - \zeta_2(x_2, t)]. \quad (2)$$

Из уравнения (2) можно видеть, что силе инерции переносного движения камеры ( $-M_c j_x$ ), действующей на транспортируемый груз (судно, секцию плота), противодействует сила суммарного волнового воздействия на оконечности судна  $\rho g' \omega_c [\zeta_1(x_1, t) - \zeta_2(x_2, t)]$  от волн, возникающих в период неравномерного движения камеры (разгон, торможение).

В случае эксплуатационного режима (при  $t > T_k$ ) волны, образующиеся у торцов камеры, успевают добежать до противоположных ее торцов еще до окончания процесса завершения периода разгона (или процесса торможения), что приводит к колебанию уровня воды у этих стенок с периодом  $2T_k$  и амплитудой  $|j_x| \frac{L_k}{g}$  (или  $|j_x| \frac{B_k}{g}$ ) [1; 4].

Для исследования эксплуатационных режимов движения модели камеры возникла необходимость варьировать время неравномерного движения (разгона и торможения). С этой целью совместно с кафедрой «Проектирование и производство электронно-вычислительных систем» МарГТУ был разработан формирователь временных сигналов (ФВС), структурная схема которого приведена на рис. 4 [3].

Формирователь временных сигналов включает в себя кварцевый генератор на 32 768 Гц, делитель частоты на 1638, счетчик с регулируемым коэффициентом пересчета, формирователь сигналов ускорения, формирователь сигналов торможения и два усилителя мощности, которые нагружены на электромагнитные реле  $P_1$  и  $P_2$ . Формирователь временных сигналов выдает сигналы на разгон и ускорение с заданной длительностью от 0,05 до 12,8 с с дискретностью 0,05 с. Запуск формирователей производится при нажатии копек К1 «Ускорение» и К2 «Торможение».



Рис. 4. Структурная схема формирователя временных сигналов (ФВС)

Формирователь временных сигналов входит в состав схемы управления привода модели камеры наклонного судоподъемника. Проверка работы формирователя временных сигналов проводилась на модельной установке уравновешенного поперечного транспортного наклонного судоподъемника применительно к Богучанскому гидроузлу.

Основные результаты исследований представлены на рис. 5 и 6 [4].

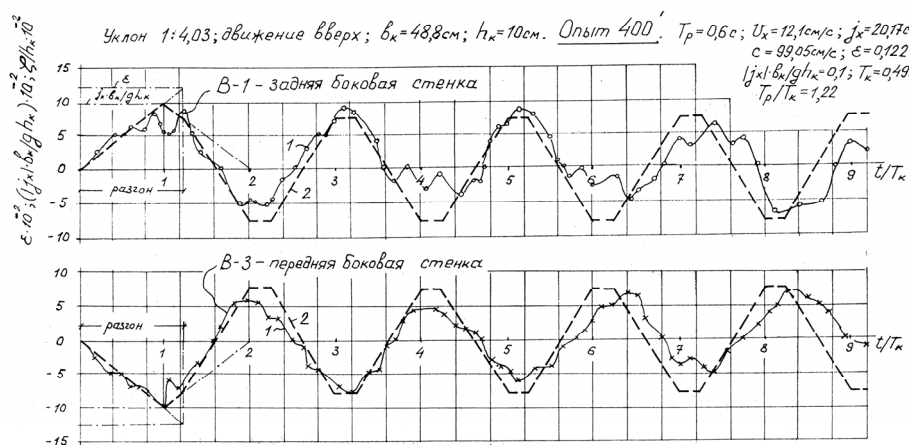


Рис. 5. Сопоставление модельных результатов с линейным приближением

Таким образом, рациональные режимы движения камеры транспортного судоподъемника могут быть выбраны с учетом периодов колебаний воды в свободной от перевозимых грузов камере, т.е. время разгона (торможения) камеры принимается кратным величине  $2nT_k$ , где  $n$  – натуральное число (1, 2,

3, ..., n). При режимах, соответствующих другим благоприятным эксплуатационным условиям разгона камеры (соответственно торможения), за  $4T_k$ ,  $6T_k$ ,  $8T_k$  и  $10T_k$  получены соответствующие зависимости (табл. 1 [4]).

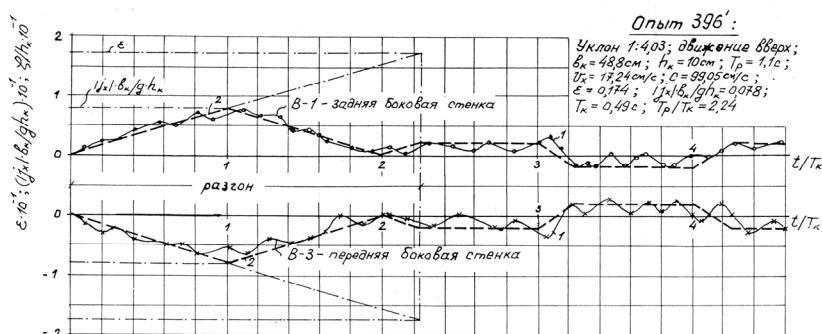


Рис. 6. Колебания воды на модели камеры судоподъемника:  
1 – опытные данные; 2 – линейная теория

Поперечные линейные перемещения секции плота с учетом реальных волновых воздействий на боковые оконечности плота по времени разгона и торможения модели приведены на рис. 7.

Наибольшая скорость перемещения секции плота в условиях линейного приближения волновых колебаний в камере, при времени неравномерного движения  $T = 2nT_k$ , будет

$$v_{\text{секц}} \left( \frac{T_k}{2} \right) = -\frac{v_0 \cos \theta}{8n} \frac{1 - 4\delta^2}{1 - 2\delta} = -\frac{v_0 \cos \theta}{8n} (1 + 2\delta), \quad (3)$$

и

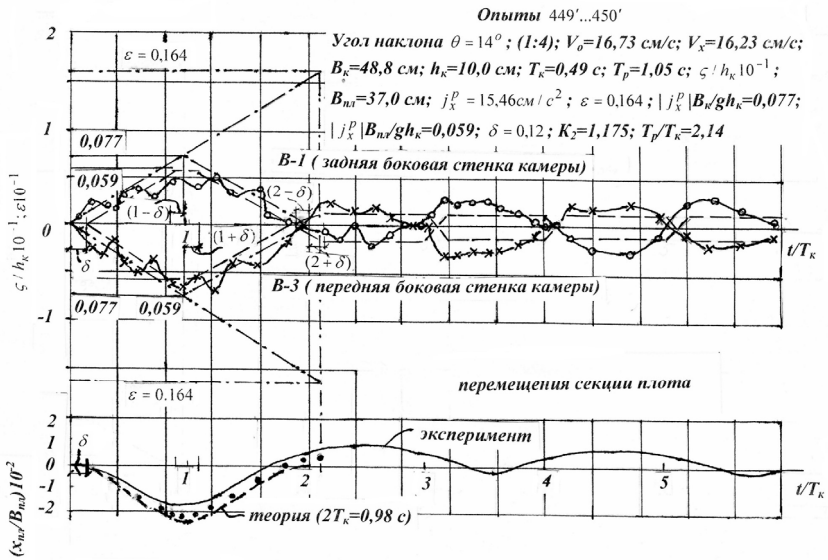
$$v_{\text{секц}} \left( \frac{3T_k}{2} \right) = \frac{v_0 \cos \theta}{8n} \frac{1 - 4\delta^2}{1 - 2\delta} = \frac{v_0 \cos \theta}{8n} (1 + 2\delta). \quad (4)$$

Наибольшие линейные перемещения центра тяжести перевозимого груза будут определяться по следующей формуле:

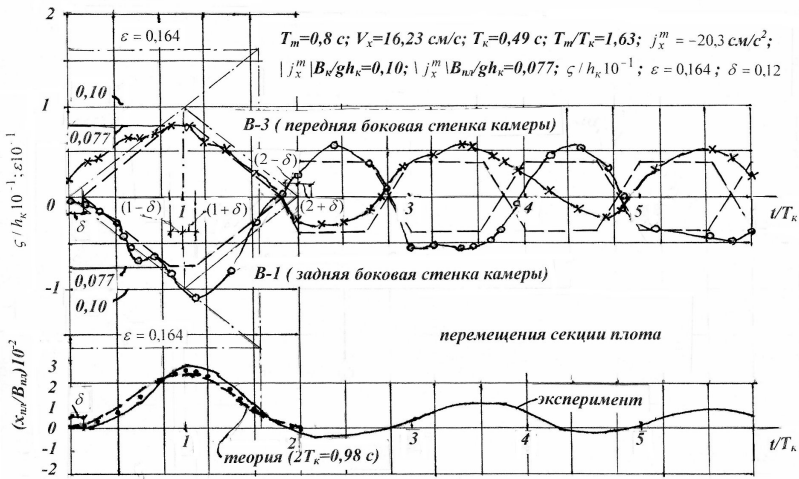
$$X_{\text{секц}}(T_k) = -\frac{v_0 \cos \theta T_k}{12n} \left( 1 + 2\delta - \frac{9}{2} \delta^2 \right). \quad (5)$$

Следует отметить, что при времени разгона камеры более, чем  $2T_k$ , приведенные в табл. 1 [4] итоговые формулы, создают щадящие условия как для амплитуды колебаний волн в камере, так и для перемещений судна (секции плота), однако это удлиняет цикл судопропуска (лесопропуска). Эти же зависимости можно использовать и при торможении камеры, картина будет повторяться в зеркальном отображении, знаки поменяются на противоположные.





а



б

Рис. 7. Результаты модельных исследований в поперечном судоподъемнике по перемещениям сечения груза: а – разгон; б – торможение; сплошная линия – эксперимент; пунктирная линия – теория с учетом линейного приближения; • – перемещения по реальным параметрам времени разгона и торможения камеры

Таким образом, рассмотрен процесс колебаний судна-лесовоза, сечения груза, не прикрепленного к стенкам камеры. Инерционным перемещениям грузов противодействует суммарная волновая сила при неравномерном движении камеры транспортного судоподъемника.

В методике выбора благоприятных режимов движения камеры транспортного судоподъемника возможны два случая:

а) для вновь проектируемого лесо-судопроектного сооружения;

б) подбор размеров судна (секции плота) для уже выбранных габаритов камеры судоподъемника.

Для первого случая: в зависимости от габаритных размеров судов (секций плотов) эксплуатируемых в указанных бассейновых управлениях пути, выбираются габаритные размеры камеры: определяется осадка судна (секции плота) в грузу, тип подводной части транспортируемого груза. Оценивается глубина наполнения камеры для безаварийной ее работы [2], предполагаемая скорость равномерного движения камеры, определяются габаритные размеры камеры. Затем при эксплуатационных условиях  $T_p = 2 \cdot l \cdot T_k$ , соответствующих самым быстрым условиям транспортировки грузов, определяются условия перевозки грузов и пропускная способность (грузооборот) сооружения. При необходимости скорость равномерного движения камеры может быть увеличена. В этом случае следует рассчитывать линейные продольные (поперечные) перемещения транспортируемых грузов по следующей формуле [2]:

$$x_{\max} \cong \varepsilon \left( \Delta l + \frac{l_c}{4} \right), \quad (6)$$

где  $x_{\max}$  – линейные продольные (поперечные) перемещения транспортируемого груза (его центра тяжести) при центральном расположении на случай мгновенной остановки камеры при движении вверх по наклонному пути;  $\Delta l$  – запас по длине (ширине) от стенок камеры;  $l_c$  – приведенная длина (ширина) транспортируемого груза;  $\varepsilon = \frac{v_0 \cos \theta}{\sqrt{gh_k}}$  – скоростной коэффициент, где  $v_0$  – скорость равномерного движения камеры;  $\theta$  – угол наклона рельсовых путей.

Однако расчаливать груз в камере следует, чтобы он не переместился от центрального положения (например, от ветра) до начала движения камеры транспортного судоподъемника, легкими тросами, провисающими при закреплении по форме цепной линии.

На основании исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. Рассмотрены условия транспортировки грузов (лесных материалов) в камере транспортного наклонного судоподъемника на модельной установке, которые могут быть полезны эксплуатационному персоналу.

2. Рациональные режимы неравномерного движения камеры транспортного судоподъемника (время разгона и торможения) предлагается выбирать с учетом периодов колебаний воды в свободной от перевозимых грузов камере, т.е. время разгона (торможения) камеры принимается кратным величине  $2nT_k$ , где  $n$  – натуральное число (1, 2, 3, ...,  $n$ ).

3. Для сокращения времени полуцикла работы транспортного судоподъемника рекомендуется в системе управления камеры предусмотреть таймер (ФВС) в натуральных условиях, который позволяет создать благоприятные условия при транспортировке грузов, исключается возможность аварийного состоя-

ния сооружения при эксплуатации при правильно подобранных размерах транспортируемого груза (размеров судна, секции плота) для конкретной камеры.

4. Введение таймера в систему управления движением камеры позволит обеспечить увеличение пропускной способности (грузооборота) транспортного наклонного судоподъемника.

### Список литературы

1. Атавин А.А., Васильев О.Ф., Сапцин В.П. Исследования гидродинамических процессов, возникающих при работе судоподъемника Красноярского гидроузла // Тр. Гидропроекта. – 1978. – № 62. – С. 100–132.

2. Атавин А.А., Сапцин В.П. Обоснование габаритных размеров камеры наклонных судоподъемников из условия их безаварийной эксплуатации // Безопасность речных судоходных гидротехнических сооружений: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Кн. II. – СПб.: СПГУВК, 2008. – С. 57–72.

3. Лаврентьев Б.Ф. Схемотехника электронных средств: учеб. пособие. – М.: Академия, 2009. – 350 с.

4. Сапцин В.П. Условия перевозки лесных грузов в камере транспортного наклонного судоподъемника // Вестник Марий. гос. техн. ун-та. Сер. «Лес. Экология. Природопользование». – 2009. – № 1. – С. 59–70.

# НЕКОТОРЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ОЧИСТИТЕЛЕЙ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Г.А. Гурьянов

Восточно-Казахстанский государственный технический  
университет им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск, Казахстан

*Проведен анализ существующих направлений совершенствования центрифуг, реализованных в различных конструкциях, установлены наиболее перспективные из них, приведены разработанные автором на основе анализа конструкции центрифуг, выявлены основные причины неэффективной работы центрифуг, установлено, что все усовершенствования можно свести к двум основным направлениям. Предлагается искать принципиально новые подходы к повышению эффективности центрифуг.*

**Ключевые слова:** центрифуга, очистка, рабочая жидкость, долговечность, машина, эффективность.

Накопленный к настоящему времени опыт использования различных систем очистки жидкости от твердых частиц механических примесей показывает, что совершенствование систем очистки с успехом может идти по пути использования силовых полей. Из очистителей, использующих силовые поля, наибольшее распространение в различных отраслях промышленности, в том числе и в строительно-дорожном и транспортном машиностроении, получили центробежные очистители – центрифуги [1; 2].

Центрифуги по сравнению с другими очистителями обладают целым рядом преимуществ [3; 4; 5], из которых наиболее существенным является избирательность их действия, т.е. способность удалять из жидкости в первую очередь наиболее тяжелые и твердые абразивные частицы механических примесей, имеющие самое отрицательное влияние на работу пар трения, что обусловило широкое применение центрифуг.

Центрифуги также обладают и некоторыми недостатками [3; 4; 5], например такими, как возможность уноса из ротора уже выделившихся частиц загрязнений и зависимость тонкости очистки при одном проходе через очиститель от расхода жидкости.

С целью устранения недостатков и повышения эффективности центрифуг ведется постоянная работа по их совершенствованию, поэтому установление общих тенденций и направлений этого процесса позволит в дальнейшем определять наиболее интересные и перспективные пути их развития и совершенствования.

При совершенствовании центрифуг за основной критерий их эффективности можно принять гарантированное обеспечение требуемой тонкости очистки при обеспечении требуемой производительности. Достигнуть этого можно разными путями.

За исходную возьмем классическую конструкцию центрифуги, ротор которой выполнен в виде пустотелого цилиндра [2]. Такие центрифуги, как правило, пригодны только для грубой очистки жидкостей, так как частицы загрязнений из удаленных от стенки ротора слоев жидкости должны проделать большой путь для осаждения на стенку, поэтому многие частицы не успевают ее достигнуть и уносятся потоком жидкости. Из этого следует, что чем меньшую толщину будет иметь поток жидкости в роторе, тем меньше время осаждения частиц и выше эффективность очистки жидкости.

Для создания тонкослойного потока и увеличения продолжительности центрифугирования широко применяются тонкослойные камерные центрифуги, например разрабатываемые под руководством профессора В.А. Бербера, в которых ротор при помощи различного рода вставок (цилиндрических, конических, спиральных и т.д.) разделен на несколько камер, высота которых, а следовательно, и путь осаждения частиц намного меньше, чем при толстослойном центрифугировании (рис. 1).

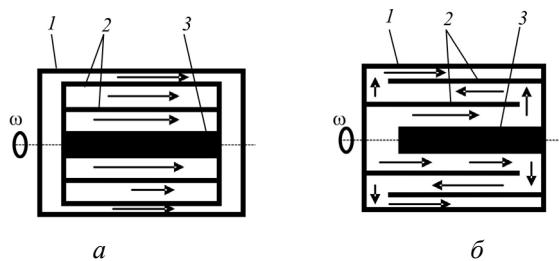


Рис. 1. Схемы тонкослойного центрифугирования: *а* – параллельные цилиндрические вставки; *б* – лабиринтные цилиндрические вставки; 1 – ротор; 2 – вставки; 3 – ось

Также действенным способом повышения эффективности центрифуг является увеличение времени нахождения жидкости в очистителе, что реализуется, например, за счет применения внутри ротора дополнительных вставок для создания лабиринтного или закрученного потока жидкости или за счет применения в одном очистителе нескольких ступеней очистки. Классическим примером является центрифуга по а.с. СССР № 1143470 (рис. 2), состоящая из ротора 2, установленного на оси 1, а внутри ротора имеются диски 3 с отверстиями у оси ротора и с зазорами между диском и стенкой ротора у периферии для создания лабиринтного потока жидкости, который, двигаясь зигзагообразно между дисками от оси к периферии ротора и обратно, находится в центрифуге гораздо дольше по сравнению с прямолинейным движением, следовательно, повышается вероятность выделения из жидкости частиц загрязнений.

Увеличения времени нахождения жидкости в роторе добиваются также применением вставок, заставляющих жидкость двигаться по спиральной траектории (центрифуга по а.с. СССР № 1074603).

Большим разнообразием отличаются конструкции многоступенчатых очистителей с двумя и более ступенями очистки.

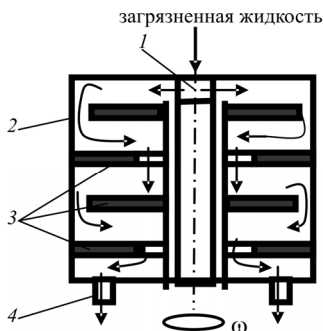


Рис. 2. Центрифуга по а.с. СССР № 1143470:  
1 – полая ось; 2 – ротор; 3 – диски; 4 – отводные трубки (сопла)

В очистителе по патенту Великобритании № 1525833 полнопоточная центрифуга снабжена предварительной ступенью очистки в виде гидроциклона (рис. 3), выполненного внутри неподвижной оси, на которой вращается ротор.

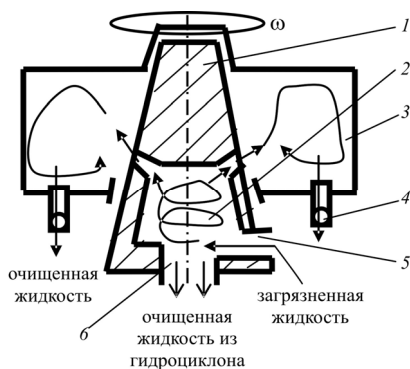


Рис. 3. Очиститель по патенту Великобритании № 1525833:  
1 – неподвижная ось; 2 – гидроциклон; 3 – ротор; 4 – сопла;  
5 – подводящий патрубок; 6 – отводящий патрубок

В центрифуге по а.с. СССР № 957970 (рис. 4) загрязненная рабочая жидкость сначала очищается в роторе 3, а затем отводится из ротора через фильтроэлементы 4, в которых проходит дополнительную очистку. Увеличения времени нахождения частиц в роторе центрифуги достигают за счет возврата в ротор частиц, задержанных фильтрами, что является довольно прогрессивным решением.

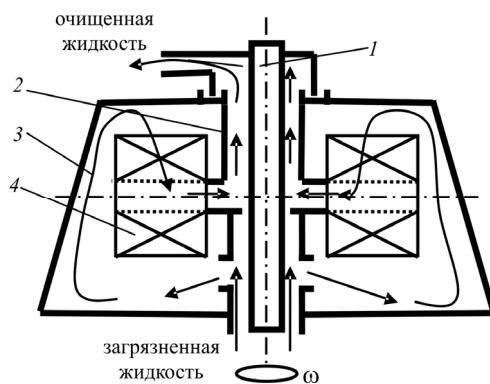


Рис. 4. Центрифуга по а.с. СССР № 957970: 1 – ось; 2 – колонка; 3 – ротор; 4 – фильтроэлементы

Еще одна разновидность многоступенчатых очистителей – это центрифуги с двумя и более роторами (а.с. № 563191). Следует отметить, что многоступенчатые центрифуги обычно имеют сложную конструкцию.

Очевидно, что частица той же массы при действии на нее не одной центробежной силы, а суммы разных сил будет двигаться к стенке ротора быстрее, чем при обычном центрифугировании, т.е. время осаждения частицы в этом случае, так же как и в тонкослойных центрифугах, будет гораздо меньше. Именно это обстоятельство обусловило применение и значительное разнообразие конструкций центрифуг, комбинированных с другими типами очистителей (электростатическими, магнитными и др.).

Наиболее интересно с точки зрения комбинации силовых полей совмещение центробежного с электрическим или магнитным полем. Как известно, частицы загрязнений при движении в неполярных диэлектрических жидкостях получают электрический заряд от трения о жидкость и могут быть притянуты к противоположно заряженному электроду или, теоретически, к магниту под действием кулоновских сил.

Конструктивная схема такого очистителя с электродом или магнитом внутри ротора приведена на рис. 5. На частицу механических загрязнений действует сумма центробежного и электростатического или магнитного полей, за счет чего время ее осаждения уменьшается (как, например, в центрифуге по а.с. СССР № 1551425).

Еще один способ увеличения силы, воздействующей на частицу механических примесей, это применение сочетания вращения ротора как вокруг вертикальной, так и вокруг горизонтальной осей, что позволяет увеличить центробежную силу в 1,2–1,4 раза при той же частоте вращения. Такой принцип использован в центрифуге по а.с. СССР № 1556761. Однако такие центрифуги имеют сложную конструкцию и требуют повышенной мощности привода.

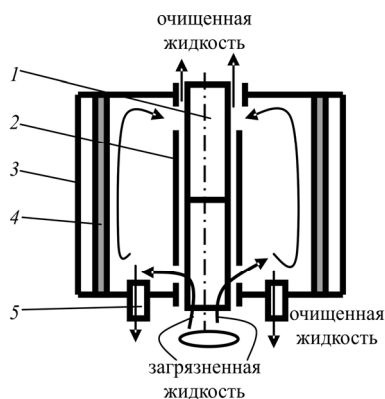


Рис. 5. Центрифуга по а.с. СССР № 1551425:  
 1 – полая ось; 2 – колонка ротора; 3 – ротор;  
 4 – электрод или постоянный магнит; 5 – сопла

Определенный интерес представляют конструкции центрифуг, принцип действия которых основан на совместном использовании центробежных и инерционных сил. Они выделяют механические примеси из рабочей жидкости при резком изменении направления ее движения в малом зазоре на участке с наибольшей интенсивностью центробежного поля. Такой принцип действия имеют центрифуги по а.с. СССР № 258272, № 301162, № 806131, № 957929 и другие, отличающиеся друг от друга лишь формой или приводом ротора. Конструктивная схема такого очистителя показана на рис. 6.

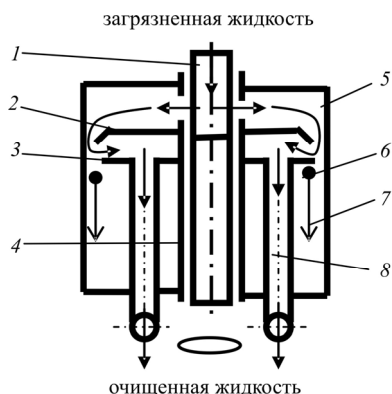


Рис. 6. Центрифуга с центробежно-инерционным силовым полем: 1 – полая ось; 2 – верхний диск; 3 – нижний диск; 4 – колонка ротора; 5 – ротор; 6 – частица загрязнений; 7 – зона сбора осадка; 8 – отводные трубки с соплами

Загрязненная рабочая жидкость, проходя между верхним диском 2 и стенкой ротора 5, совершает резкий поворот в полость между верхним диском 2 и нижним 3. При этом возникает совместное действие на жидкость центробежной, инерционной и гравитационной сил, вследствие чего частица за-



грязнений б отделяется из основного потока к стенке ротора 5. Очищенная жидкость выводится из ротора, а загрязнения в виде плотного осадка откладываются на стенке ротора.

Из рассмотрения большого количества конструкций центрифуг и способов повышения их эффективности можно заключить, что к настоящему моменту кардинального улучшения качества очистки сложно добиться, применяя только один какой-либо способ совершенствования, значительного повышения эффективности центрифуг можно добиться уже только сочетанием различных способов совершенствования, например таких, как сочетание центробежной силы с дополнительным силовым полем и лабиринтным потоком, с несколькими силовыми полями и тонкослойной организацией движения жидкости и др.

Опираясь на проведенный анализ, в Восточно-Казахстанском государственном техническом университете (ВКГТУ) разработали несколько конструкций центрифуг, реализующих различные способы повышения эффективности их работы.

Специально для использования в стационарных стендах для очистки жидкостей от частиц механических загрязнений предлагается очень простая, но достаточно эффективная конструкция осадительной центрифуги с автоматической разгрузкой осадка, высокая эффективность работы которой основана на применении тонкослойного центрифугирования (рис. 7).



Рис. 7. Осадительная центрифуга с автоматической разгрузкой осадка

Центрифуга с реактивным приводом ротора (рис. 8) комбинирует в себе трехступенчатую очистку и сочетание центробежных сил с инерционными. На конструкцию получен предварительный патент Республики Казахстан № 8513.

Обе конструкции очистителей показали высокую эффективность при производственных испытаниях на предприятиях по эксплуатации СДМ.



Рис. 8. Центрифуга с реактивным приводом ротора

Также в ВКГТУ разработано несколько конструкций электроцентробежных очистителей (предварительные патенты Республики Казахстан № 17213, № 17214 и патент № 24295), воздействующих на частицы загрязнений комбинацией центробежного и электрического силовых полей.

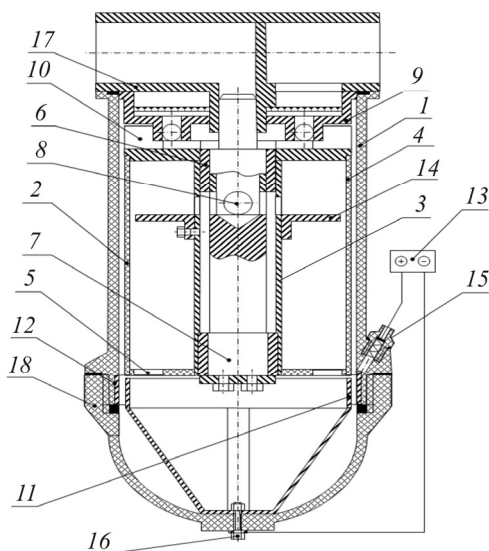


Рис. 9. Электростатический очиститель: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – колонка; 4 – колпак; 5 – отверстия; 6 – подшипники скольжения; 7 – полая ось; 8 – отверстия для отвода очищенной жидкости; 9 – сопловой привод; 10 – лопатки; 11 и 12 – электроды; 13 – источник напряжения; 14 – тарелка; 15 – свеча подачи потенциала; 16 – болт; 17 – труба; 18 – съемный стакан

Пример такого очистителя по предварительному патенту РК № 17214 приведен на рис. 9.

За счет электростатической составляющей устройство позволяет реализовать принцип изменения силового воздействия на частицы загрязнений при изменении условий осаждения.

Однако, как следует из того же анализа конструкций центрифуг, рассмотренные способы повышения их эффективности также приводят к усложнению и удорожанию их конструкций, что наводит на мысль о том, что подобный подход к развитию конструкций центрифуг не является наилучшим, более того, он приближается к пределу своих возможностей.

Общий анализ работы центрифуг позволяет сделать вывод, что одной из основных причин снижения эффективности работы центрифуг является то, что частицы не успевают выделиться из жидкости в роторе за время ее нахождения в очистителе, причиной чего, в свою очередь, является то, что время, необходимое для их осаждения в силовом поле очистителя оказывается меньше времени нахождения частиц в роторе. При этом процесс совершенствования центрифуг в основном выражается в постоянном увеличении разнообразия конструктивных воплощений, основанных на таких подходах, как уменьшение пути осаждения частиц, увеличение пути движения жидкости, прохождение нескольких ступеней очистки, применение дополнительной силы в помощь центробежной, а также комбинации этих подходов. Основные направления по совершенствованию конструкций центрифуг представлены на рис. 10.

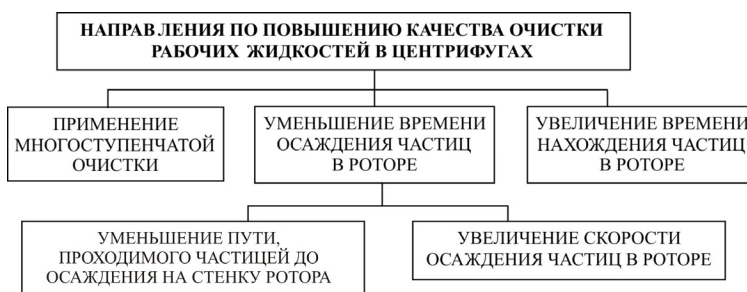


Рис. 10. Направления по повышению качества очистки рабочих жидкостей в центрифугах

Как следует из схемы на рис. 10, все направления совершенствования центрифуг можно свести всего к двум основным – уменьшению времени осаждения частиц и увеличению времени нахождения жидкости в очистителе (при этом многоступенчатая очистка также может быть отнесена к увеличению времени нахождения жидкости в очистителе, однако следует поставить ее несколько особняком, так как этот способ малоперспективен вследствие сложности получаемых конструкций).

Таким образом, для дальнейшего развития и совершенствования конструкций центрифуг можно как продолжать двигаться по уже известным путям, реализуя вышперечисленные подходы в виде новых конструктивных схем, так и пойти иным, отличным от известных, путем, попытавшись найти принципиально иной способ реализации вышеназванных направлений повышения эффективности центрифуг.

### Список литературы

1. Григорьев М.А., Покровский Г.П. Автомобильные и тракторные центрифуги. – М.: Машгиз, 1961. – 184 с.
2. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
3. Гордиенко В.В. Использование центрифуг для очистки рабочей жидкости // Строительные и дорожные машины. – 1992. – № 2. – С. 15–18.
4. Седлуха Г.А., Шарифов А.Р., Будагов Ф.К. Силовые центробежные очистители рабочей жидкости гидросистем строительных машин. – Л.: ЛДНТП, 1971. – 24 с.
5. Седлуха Г.А., Гельцер А.К., Будагов Ф.К., Повышение долговечности гидропривода землеройных машин. – Л.: ЛДНТП, 1976. – 32 с.

## ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ГНБ

**И.М. Громов, Л.В. Янковский, Г.Н. Волков**

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

*При проведении работ по горизонтально направленному бурению очень важно знать точное место расположения бурового инструмента. Точность позиционирования влияет на качество (точность хода бура), сроки, стоимость и безопасность проведения работ. В данной статье описан один из методов определения положения бура. Рассмотрены принципы работы устройства, его возможности и примеры использования на практике.*

**Ключевые слова:** горизонтально направленное бурение, бур, позиционирование, системы локации, зонд.

При современных темпах развития индустриализации и урбанизации технология горизонтально направленного бурения (ГНБ) очень востребована. ГНБ применяется во многих отраслях промышленности, строительства, энергоснабжения, коммуникации. Все большее внедрение данной технологии обостряет существующие проблемы метода. Одной из важных задач при проведении работ по ГНБ является определение точного текущего положения бурового инструмента при проходке и прогнозирование его будущего положения, поэтому современные локационные системы являются неотъемлемой частью любой установки горизонтально направленного бурения.

Для понимания важности позиционирования бурового инструмента рассмотрим принцип действия установок ГНБ. Работы по строительству подземных коммуникаций данным методом можно разделить на несколько четких этапов:

1. Планирование работ и подготовка рабочего места (оборудование приямков, места складирования материалов, подъездных путей, поиск подземных коммуникаций и т.д.).

2. Бурение пилотной скважины (рис. 1) – особо ответственный этап работы, от которого во многом зависит конечный результат. Осуществляется при помощи буровой головки, со скосом в передней части и встроенным излучателем (рис. 2).

Буровая головка соединена посредством полого корпуса с гибкой приводной штангой, что позволяет управлять процессом строительства пилотной

скважины и обходить выявленные на этапе подготовки к бурению подземные препятствия в любом направлении в пределах естественного изгиба протягиваемой рабочей нити. Буровая головка имеет отверстия для подачи специального бурового раствора, который закачивается в скважину и образует суспензию с размельченной породой. Точность траектории пилотной скважины определяет конечный результат строительства. Именно для слежения за траекторией проходки и своевременной ее коррекции применяются локационные системы, речь о которых пойдет в этой статье.



Рис. 1. Бурение пилотной скважины



Рис. 2. Буровая головка с излучателем

При отклонении буровой головки от проектной траектории оператор останавливает вращение буровых штанг и устанавливает скос буровой головки в нужном положении. Затем осуществляется задавливание буровых штанг без вращения с целью коррекции траектории бурения [7]. Строительство пилотной скважины завершается выходом буровой головки в заданной проектом точке.

3. Расширение скважины (рис. 3) осуществляется после завершения пилотного бурения. При этом буровая головка отсоединяется от буровых штанг и вместо нее присоединяется риммер – расширитель обратного действия. Приложением тягового усилия с одновременным вращением риммер протягивается через створ скважины в направлении буровой установки, расширяя пилотную скважину. Для наблюдения за процессом расширения также используется локационное оборудование.



Рис. 3. Расширение скважины

4. Протягивание трубопровода. На противоположной от буровой установки стороне скважины располагается готовая к протягиванию плеть трубопровода. К переднему концу плети крепится оголовок с воспринимающим тяговое усилие вертлюгом и риммером, в то же время он не передает вращательное движение на трубопровод. Таким образом, буровая установка затягивает в скважину плеть протягиваемого трубопровода по проектной траектории (рис. 4).



Рис. 4. Процесс укладки трубопровода

Как видно из описания процесса образования скважины, локационное оборудование применяется почти на всех этапах строительства, поэтому задача позиционирования буровой головки, понимания принципов функционирования и применения систем локации требует детального рассмотрения. Поставленная задача позиционирования бура осложняется тем, что он находится в массиве грунта на значительном удалении от поверхности и от буровой установки, а траектории проходки часто отличаются от прямолинейных, поэтому применение «кабельных» и оптических методов контроля положения бурового инструмента невозможно. Выход был найден, и на данный момент комплексы, выполняющие позиционирование бура, основываются на радиочастотных излучателях.

Типичная система позиционирования при ГНБ представляет собой зонд (излучатель), который расположен в буровой головке, и специальный прибор синхронизации с этим зондом (приемник), который находится в руках у опе-

ратора системы локации на земной поверхности. Зонд регистрирует всю информацию о бурении и передает ее на приемник, с помощью которого сигнал от излучателя преобразуется в данные глубины, угла и т.п.

Рассмотрим подобную систему фирмы DigiTrak® (рис. 5). Данную систему применяют при ГНБ для определения местонахождения излучателя, находящегося внутри бурового инструмента, и слежения за его перемещением и траекторией. Основными компонентами системы являются приемник, излучатель, удаленный индикатор и устройство зарядки аккумуляторов. Вместе с основным оборудованием можно использовать дополнительную систему регистрации и распределения данных бурения DataLog, служащую для записи и построения графиков проходки буровой скважины. Оборудование позволяет определять местонахождение излучателя на расстоянии до 42,7 м.



Рис. 5. Основные компоненты системы

*Приемник* – это электронный переносной прибор, используемый для позиционирования излучателя и слежения за ним. Устройство принимает сигналы от излучателя, обрабатывает информацию и отображает на индикаторе значения углов поперечного и продольного наклона, глубины и т.д. Обработывая полученные данные, прибор может производить расчет будущего положения буровой головки. При оснащении специальным оборудованием приемник передает вышеуказанную информацию на удаленный индикатор, находящийся на буровой установке.

*Излучатель*, называемый также зондом, маяком или шупом, помещен в буровой инструмент и предназначен для сбора информации о положении и состоянии бура и передачи ее приемнику; представляет собой устройство, излучающее электромагнитные радиочастотные сигналы. Излучатель фиксирует углы поперечного и продольного наклона, емкость батареи и температуру буровой головки. Электропитание, как правило, подается от батареи, исключением является дополнительный кабельный излучатель, который требует подключения к сети электропитания с напряжением 12–28 В. Для прокладки



канализационных коммуникаций, использующих самотек, выпускаются высокочувствительные излучатели, позволяющие измерять угол продольного наклона ступенчато с точностью 0,1.

Для работы системы локации этих двух устройств достаточно, но обычно системы дополняются следующими приборами, значительно повышающими качество, скорость и удобство работы бригады установки ГНБ.

Блок удаленного индикатора позволяет оператору бурильной установки видеть значения углов продольного и поперечного наклона, глубины, прогнозируемой глубины и температуры излучателя в реальном времени. Он также может быть использован для дистанционного управления направлением бурения, когда работа непосредственно над излучателем невозможна.

Устройство зарядки аккумуляторов служит для зарядки и тренировки батарей излучателя и приемника.

Система DataLog является дополнительной рабочей системой регистрации информации, служащей для записи и построения графиков проходки буровой скважины.

Система кабельного излучателя представляет собой дополнительную систему позиционирования увеличенной глубины действия, которая используется в скважинах, расположенных на глубине более 15 м, где требуется бурение в течение нескольких суток, где невозможно определение местоположения непосредственно над излучателем и/или в зонах сильных помех.

Системы позиционирования, подобные представленной, позволяют отслеживать все необходимые для проведения буровых работ параметры:

– угол продольного уклона (рис. 6), угол между горизонталью и осью излучателя, измеренный в вертикальной плоскости;

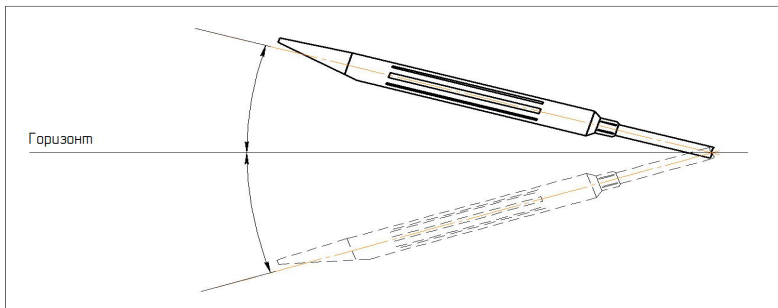


Рис. 6. Угол продольного уклона

– поперечный угол (угол поворота), угол поворота излучателя вокруг собственной оси;

– уровень сигнала;

– позиционирование бура (найти текущее местоположение, определить траекторию проходки);

– глубину или расстояние до бура, прогнозируемую глубину;

– контроль температуры бурового инструмента.

Для эффективного применения систем локации в каждодневной практике необходимо представлять, на каких принципах основана работа подобных систем и какие процессы происходят при работе, это позволит увеличить отдачу от использования устройства локации и избежать возможных ошибок.

В зонд, монтируемый в буровую головку, встроен ряд датчиков, гравитационных и магнитных. Один определяет угол поворота излучателя вокруг собственной оси – поперечный угол, другой фиксирует угол излучателя относительно горизонта – продольный угол. Еще один датчик отслеживает температуру бурового инструмента. Собранные с датчиков данные отправляются посредством радиочастотных волн на приемник, который улавливает их, преобразовывает в понятные оператору данные углов наклона, температуры и т.д.

Системы локации имеют несколько каналов передачи данных, работающих на разных частотах (два и более). Это позволяет передавать несколько потоков информации, работать нескольким независимым системам локации на одном строительном участке, уменьшать уровень помех путем изменения частоты.

Более сложным устройством является часть системы локации, отвечающая за позиционирование излучателя и определение текущей глубины. Принцип действия основан на излучении зондом электромагнитного поля (рис. 7), цельный корпус сильно экранирует электромагнитное поле, что ухудшает качество сигнала, уменьшая радиус действия, снижает срок работы элементов питания; в связи с этим к буровому инструменту предъявляют специфические требования: на буровой головке, в которую устанавливается излучатель, должны быть предусмотрены прорезы определенной геометрии.

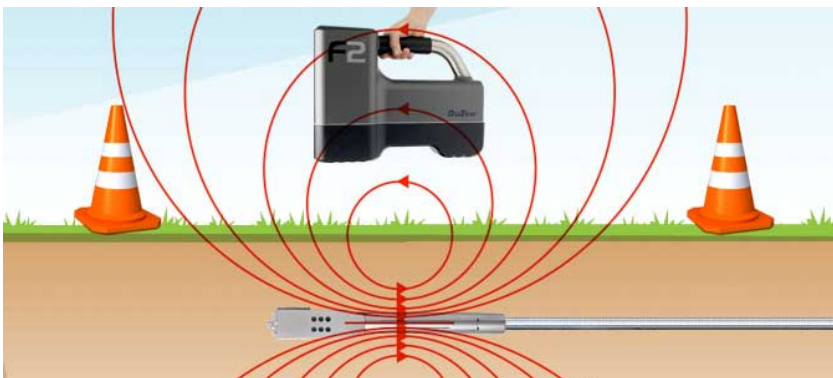


Рис. 7. Зонд, излучающий магнитное поле

Зонд излучает электромагнитное поле постоянно, оно не несет в себе потока данных, определение места положения зонда – задача приемника.

Существует два способа позиционирования:

1. По точке максимального сигнала. В этом случае зонд создает вокруг себя равномерное электромагнитное поле (рис. 8). Задача приемника сводится к определению точки, где сигнал достигает максимума, оператор, перемещая приемник, находит эту точку, ориентируясь на показания прибора.

2. По двум точкам и линии локации. На рис. 9 представлено электромагнитное поле зонда, линия и точки локации. Этот способ позволяет более точно определять направление движения зонда, его текущее положение. Определив переднюю и заднюю точки локации, оператор соединяет их, линия точно указывает направление движения буровой головки, а ее пересечение с линией локации определяет положение бура (рис. 10).

Зная место положения бура, необходимо, для полного представления о ходе пилотного бурения, определить глубину, на которой находится излучатель. Вне зависимости от того, как происходит позиционирование (по максимальному сигналу или точкам локации), глубина вычисляется одинаково (рис. 11).

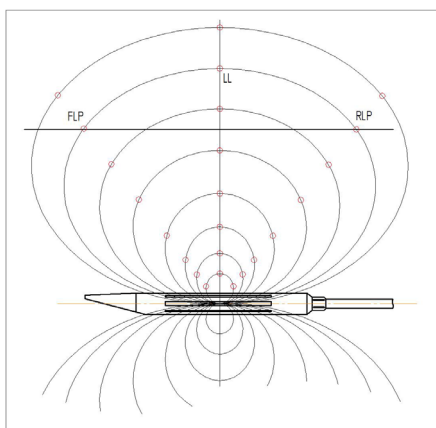


Рис. 8. Равномерное электромагнитное поле излучателя

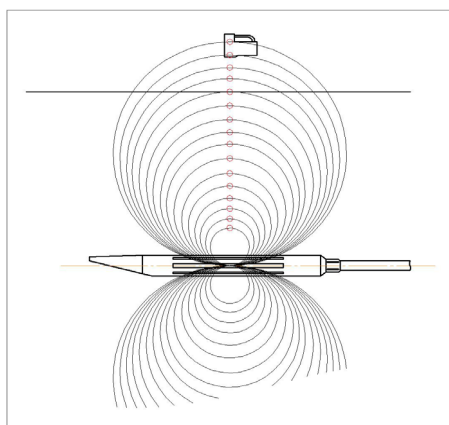


Рис. 9. Неравномерное магнитное поле и точки локации

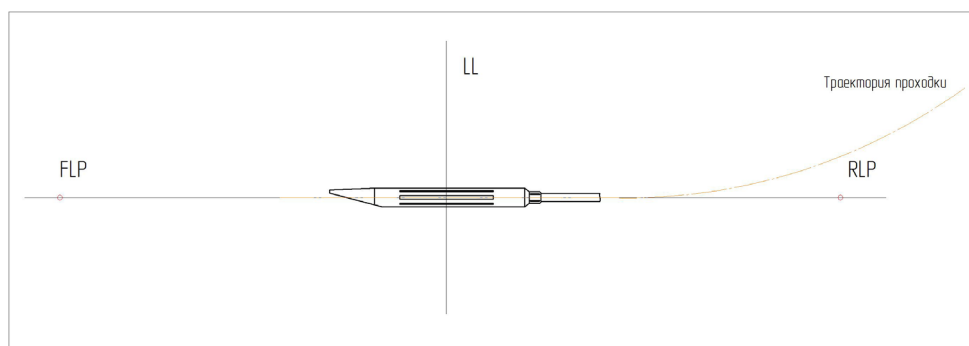


Рис. 10. Позиционирование бура (вид сверху)

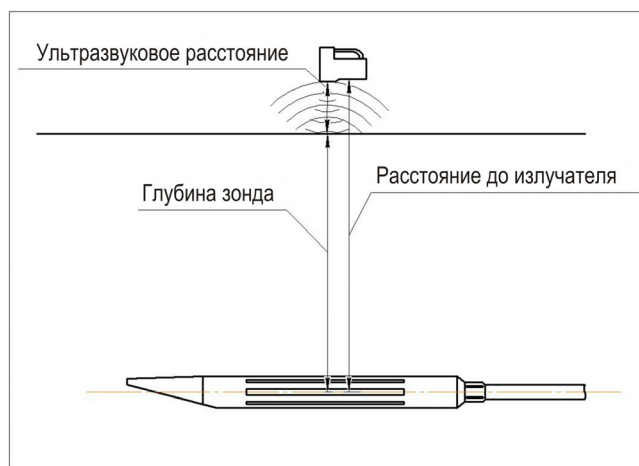


Рис. 11. Принцип определения глубины

Приемник измеряет расстояние до зонда, но оно не является значением текущей глубины, так как зависит от высоты, на которой оператор локации держит приемник. На помощь приходит функция ультразвукового измерения высоты над землей. Измерение осуществляется путем излучения и приема высокочастотной звуковой волны. Излученная волна доходит до ближайшей поверхности, отражается и регистрируется приемником. Время, необходимое волне для преодоления расстояния, используется для вычисления высоты над землей. Рассчитав ультразвуковое расстояние, приемник вычитает его из расстояния до излучателя и отображает на дисплее значение глубины расположения бурового инструмента.

Кроме определения основных данных о пилотном бурении, системы локации обладают рядом полезных функций. Одна из них – прогнозируемая глубина. Основываясь на данных текущей глубины, продольного угла и места положения передней точки локации, приемник может вычислить глубину проходки в этой точке, если не будет изменена траектория бурения.

Другая удобная функция – наведение на цель. Приемник располагается в точке, где должна выйти буровая головка, и выдает информацию, которая позволяет оператору установки ГНБ скорректировать траекторию проходки таким образом, чтобы уложиться в допускаемые отклонения.

Современные системы локации позволяют успешно решать задачи, стоящие перед операторами установок ГНБ, но с каждым днем спектр этих задач расширяется, а требования к качеству (точности) проведения работ возрастают.

С увеличением количества подземных коммуникаций работы по прокладке новых методом ГНБ усложняются [6]. Подрядчику необходимо не только точно выдержать траектории проходки, но и на этапе планирования работ определить места расположения коммуникаций. Новая задача ставит вопрос о дополнении систем локации функцией трассоискателя.

Новые горизонты применения установок ГНБ также предъявляют специфические требования и к локационному оборудованию. Например, на сегодняшний день активно ведутся работы по разработке различных способов закрепления фундаментов и их коррекции с применением метода ГНБ [5]. Для осуществления подобных операций системы локации должны быть не только предельно точными, но и способными определять местоположение бура дистанционно в местах, где нахождение приемника над излучателем невозможно.

В заключение можно сказать, что отрасль горизонтально направленного бурения очень динамично развивается, а соответственно, и системы локации постоянно совершенствуются. Основные направления работы по улучшению систем:

- помехи и борьба с ними;
- увеличение радиуса действия (глубины);
- обеспечение большей автономности зондов и приемников;
- упрощение работы оператора (создание простых алгоритмов локации, интуитивно понятных интерфейсов и т.д.);
- увеличение точности позиционирования;
- расширение возможностей применения систем (функций).

### **Список литературы**

1. Википедия: свободная энциклопедия [Электронный ресурс]. – URL: <http://ru.wikipedia.org> (дата обращения: 20.01.2012).
2. Информационно-строительный портал [Электронный ресурс]. – URL: <http://library.stroit.ru/articles/gnb/index.html> (дата обращения: 20.01.2012).
3. Производитель локационных систем [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.digitrak.com> (дата обращения: 20.01.2012).
4. Блог о ГНБ [Электронный ресурс]. – URL: <http://гнб-блог.com.ua> (дата обращения: 20.01.2012).

5. Янковский Л.В. Разработка метода закрепления оснований ленточных фундаментов при реконструкции: дис. ... канд. техн. наук. – Пермь, 1991. – 178 с.

6. Белоногов Л.Б., Янковский Л.В. Применение бестраншейных технологий в сложных условиях городской застройки и развитой системы подземных коммуникаций // Перспективы развития инноваций в энергоресурсосбережении: материалы Всеросс. науч.-практ. конф. с международным участием, г. Пермь, 16–18 декабря 2007 г. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – С. 52–61.

7. Белоногов Л.Б., Громов И.М., Янковский Л.В. Определение подъемной силы и радиуса кривизны рабочего органа при бестраншейном методе горизонтально направленного бурения // Состояние и перспективы транспорта, обеспечение безопасности дорожного движения: материалы Междунар. науч.-техн. конф. к 30-летию автодор. фак. ПГТУ. 16–17 апреля 2009 г. В 2 т. – Пермь, 2009. – Т. 2. – С. 90–93.

# ПРОХОДИМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ГУСЕНИЧНОЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

**А.И. Шаповалов, Е.А. Кравченко, А.Э. Радченко**

Кубанский государственный технологический университет,  
г. Краснодар, Россия

*Рассмотрена теория тяговой и опорной проходимости гусеничной дорожной машины. Предложена методика установления в реальных грунтовых условиях параметров эпюры давления с соответствующими выводами по тягово-цепным и прочностным качествам ходовой системы машины.*

**Ключевые слова:** проходимость, устойчивость, система, надежность, параметры, нагрузка.

Проходимость – важнейшая общединамическая характеристика любой дорожной машины – в общем случае определяется двумя основными составляющими: тяговой и опорной проходимостями, поэтому актуален согласованный совместный анализ обеих проходимостей гусеничной дорожной машины как на базе промышленного транспорта, так и на базе лесопромышленного (трелевочного) трактора.

Опорная проходимость по данной поверхности (грунту) гусеничной машины в общем случае определяется следующим известным уравнением [1; 2]:

$$q_{\max} \leq [q], \quad (1)$$

где  $q_{\max}$  – максимальное удельное давление на поверхность движения со стороны гусеничного движителя данной машины;  $[q]$  – допустимое для данной поверхности движения (грунта) удельное давление – несущая способность грунта, лежит в широких пределах от 0,01 до 0,02 МПа для болотистых грунтов и от 0,8 до 1,2 МПа для сухих суглинков.

Для определения  $q_{\max}$  применительно к гусеничным системам с жесткой и полужесткой подвесками допустим линейный характер распределения удельных давлений на грунт по длине опорной поверхности, т.е. в общем случае эпюра давления имеет вид трапеции с параметрами:  $L_{\text{гус}}$  – длина опорной части гусеницы,  $q_{\max}$  и  $q_{\min}$  – удельное давление под крайними опорами: катками или ведущей звездочкой – и направляющим колесом при небольших ( $2-3^\circ$ ) углах подъема гусениц.

Эти допущения справедливы при  $\frac{t_k}{L_{\text{зв}}} \leq 1,5 \dots 1,7$  ( $t_k$  – шаг опорных катков,  $L_{\text{зв}}$  – шаг звеньев гусеницы). Все вышеперечисленное имеет место у абсо-

плотного большинства гусеничных строительных и дорожных машин. Для определения параметров эпюры (трапеции) давления предлагаются следующие рациональные приближенные формулы:

$$q_{\max} = q_c(1 + 6K_d); \quad (2)$$

$$q_{\min} = q_c(1 - 6K_d), \quad (3)$$

где  $q_c$  – среднее удельное давление гусениц на грунт, для серийных машин его значение приводится в технической литературе (для транспортных положений),

$$q_c = \frac{\sum Y}{2bL_{\text{гус}}}, \quad (4)$$

где  $\sum Y$  – сумма вертикальных рабочих нагрузок на рабочем органе ( $P_y$ ) и силы тяжести машины ( $G_m$ );  $b$  – ширина звена гусеницы;  $L_{\text{гус}}$  – длина опорной поверхности гусениц (на плотных грунтах это расстояние между крайними опорными катками, а на мягких – между ведущей звездочкой и направляющим колесом, что связано с очень небольшими углами подъема гусениц у промышленных тракторов);  $K_d$  – коэффициент смещения центра давления, его абсолютная величина

$$K_d = \frac{X_d}{L_{\text{гус}}}, \quad (5)$$

где  $X_d$  – продольная координата (смещения) центра давления гусениц от середины (центра) опорной поверхности,

$$X_d = \frac{\sum M}{\sum Y}, \quad (6)$$

где  $M$  – сумма моментов  $G_m$ ,  $P_y$ ,  $P_x$  (горизонтальная нагрузка на рабочем органе) относительно центра (середины) опорной поверхности.

Таким образом, в общем случае эпюра давления гусениц имеет вид трапеции с основаниями, равными по величине удельным давлениям под крайними опорами  $q_{\max}$  и  $q_{\min}$ , одну из сторон составляет длина опорной поверхности, которая перпендикулярна основаниям.

Возможны следующие характерные частные случаи:

а) общий случай эпюры:  $0 < K_d < 1/6$ ;  $q_{\max} > q_{\min} > 0$ ;

б) оптимальный случай:  $K_d = 0$ , эпюра имеет вид прямоугольника, у которого  $q_{\max} = q_{\min} = q_c$ ;

в) предельный случай:  $K_d = 1/6$ ,  $q_{\min} = 0$ ;  $q_{\max} = 2q_c$ , и в этом случае эпюра имеет вид прямоугольного треугольника с катетами  $L_{\text{гус}}$  и  $q_{\max}$  и характеризуется появлением пассивных звеньев в гусеницах, что ведет к снижению тяговой проходимости. Поэтому величина допустимых  $[K_d]$  и  $[q_{\max}]$  должна быть ограничена начальным моментом появления пассивных звеньев гусеницы и уменьшением ее опорной длины, а именно



$$[K_d] = 1/6; [q_{\max}] = 2q_c. \quad (7)$$

Кроме указанных выше потерь опорной и тяговой динамики, возрастают вертикальные нагрузки на опорные катки, особенно крайние, что негативно отражается на надежности ходовой системы – важнейшей системы гусеничных машин любого назначения.

Таким образом, предложенные расчетные формулы (2) и (3) позволяют не только оперативно проверить опорную проходимость по условию [1] конкретной машины в реальных грунтовых условиях, но и установить по форме и параметрам эпюры давления. Соблюдение условий (7) с соответствующими выводами по тягово-сцепным и прочностным качествам ходовой системы позволяет получить согласованный совместный анализ опорной и тяговой проходимостей гусеничной машины.

Предложенный метод наиболее применим к таким дорожным машинам, как бульдозеры, рыхлители, корчеватели, кусторезы, погрузчики и другие на базе гусеничных промышленных тракторов.

Этот метод позволяет дать оценку общей проходимости машины как в процессе эксплуатации, в частности при производственной доработке технологического оборудования с целью повышения его производительности или области применения, так и при создании новых машин.

Применение гусеничных лесопромышленных тракторов в качестве базовых для непосредственного использования на дорожных и транспортных работах в наиболее сложных горных условиях целесообразно для обеспечения производственной деятельности целого ряда горных предприятий для организации эффективного транспортного процесса. Анализ конструкций гусеничных тракторов показывает, что весьма перспективны для горных условий транспортные системы на базе гусеничных трелевочных тракторов, обладающих весьма высокой профильной проходимостью, поэтому вопросы рационального использования этих машин в транспортном процессе в горных условиях представляют как научный, так и практический интерес и в настоящем и в обозримом будущем.

Как база для дорожной и транспортной системы общего назначения гусеничный трелевочный трактор существенно отличается от обычных промышленных тракторов, используемых для этой цели. Он имеет следующие основные конструктивные особенности:

1. Высокое переднее местоположение центра масс.
2. Ходовая система имеет полужесткую рессорно-балансирную подвеску с передним подрессориванием корпуса трактора, характеризуемую короткой (по отношению к общей опорной длине гусениц) продольной базой кареток и большими (25–30°) углами подъема опорных ветвей гусениц.
3. Дополнительно имеется заднее погрузочное оборудование, включающее мощную трелевочную лебедку и щит.

Дополнительно установлено бульдозерное оборудование по типу лесодорожного агрегата ЛД-18 с неповоротным отвалом, упряжные шарниры на

упорной поперечной раме, установленной под днищем рамы трактора. Управляющие цилиндры подвешены на специальные бортовые кронштейны по типу силовых капотов промышленных тракторов общего назначения.

Для определения оптимальных транспортных и тяговых нагрузок на гусеничный трелевочный трактор типа ТТ-4М Алтайского тракторного завода рассмотрим устойчивость движения машины в продольной вертикальной плоскости (продольную устойчивость). Она характеризуется при установившемся движении изменением положения центра давления опорной ветви гусениц на грунт. Продольная устойчивость машины при установившемся движении рассмотрена при следующих общепринятых допущениях [1; 2; 3]:

- распределенное по длине опорной поверхности давление гусениц на грунт заменено сосредоточенными силами под опорными катками;
- масса поддрессоренной части ходовой системы распределена по опорным каткам равномерно.

В результате решения расчетной схемы, составленной на основе этих допущений, получено следующее уравнение продольной устойчивости:

$$K_{уст} = \frac{m_n g(L_1 k_1 - L_2 k_2) + M_T + M_2 K_1 - M_1 K_2}{\frac{m_n g + (M_1 + M_2)}{L}} X_d^{пр}, \quad (8)$$

где  $K_{уст} = \frac{X_{доп}}{X_d^{пр}}$  – коэффициент продольной устойчивости – отношение допус-

каемого смещения центра давления к предельному, когда центр давления находится под одной из опор ходовой системы, что соответствует моменту появления в опорной ветви гусениц пассивных звеньев, т.е. моменту нарушения (потери) продольной устойчивости и, как следствие, резкого снижения силы тяги;  $m_n$  – масса поддрессоренной части корпуса;  $M_1, M_2$  – нагрузочные моменты от горизонтальной (тяговой) –  $P_T$  и вертикальной (весовой) нагрузок  $P_N$  относительно передней и задней опор ходовой системы (точек связи ее с корпусом);  $L$  – продольная база кареток (расстояние по горизонтали между опорами ходовой системы);  $L_1, L_2$  – горизонтальная координата центра поддрессоренных

масс относительно передней и задней опор ходовой системы;  $K_1 = \frac{n_1}{n}$ ,  $K_2 = \frac{n_2}{n}$  –

коэффициенты распределения опорных катков по кареткам;  $n_1, n_2$  – количество катков в передней и задней каретках,  $n = n_1 + n_2$ ;  $M_T$  – момент от усилий в гусеничном обводе, зависящий от касательного усилия тяги  $T$ , натяжения гусениц  $T_n$ , углов передней  $\alpha$  и задней  $\gamma$  опорных ветвей гусениц, продольных вылетов от крайних опорных катков ведущих звездочек  $L_{зв}$  и направляющих колес  $L_n$  и их радиусов  $r_{зв}$  и  $r_n$ ,  $M_T = T(L_{зв} \sin \gamma + r_{зв}) - T_n(L_n \sin \alpha + r_n)$ . Для тракторов типа ТТ-4 максимальные значения  $M_T$  находятся в пределах 50–60 кНм, а  $T_n \approx (0,1 \dots 0,2)T$ .

Пределы изменения  $0 \leq K_{уст} \leq 1$ . Это соответствует следующим граничным значениям допускаемого смещения центра давления:

- 1) если  $K_{уст} = 0, X_{доп} = 0$ ;
- 2) если  $K_{уст} = 1$  при  $X_{доп} = X_{д}^{np1}$ , то  $K_1 = 1, K_2 = 0$ ;
- 3) если  $K_{уст} = 1$  при  $X_{доп} = X_{д}^{np2}$ , то  $K_1 = 0, K_2 = 1$ .

Однако машина может потерять опорную проходимость из ранее указанных моментов из-за превышения несущей способности поверхности движения (грунта), поэтому на слабых грунтах необходима проверка по условию

$$[q] \leq \frac{Z_1 Z_2}{2b_r L_r}, \quad (9)$$

где  $[q]$  – несущая способность поверхности движения;  $b_r$  – ширина гусениц;  $L_r$  – длина гусеницы под катками передней или задней каретки;  $Z_1, Z_2$  – вертикальные нагрузки на переднюю и заднюю опоры ходовой системы,

$$Z_1 = \frac{m_n q L_2 - M_T + M_1}{L}, \quad (10)$$

$$Z_2 = \frac{m_n q L_2 - M_T + M_2}{L}. \quad (11)$$

Таким образом, задача определения тяговой и весовой нагрузок, предельных по продольной устойчивости, сводится к решению уравнения (8) относительно  $P_T$  и  $P_N$  при заданном коэффициенте устойчивости  $K_{уст}$ , величина которого зависит от комплекса эксплуатационных параметров, основным из которых является несущая способность поверхности движения, предварительно  $K_{уст} \approx 0,6...0,8$ . Величина горизонтальной нагрузки проверяется из условия

$$P_T^{уст} \geq K_T T, \quad (12)$$

где  $K_T$  – коэффициент реализации тяги (Т). Затем проводится проверка опорной проходимости машины по формулам (9), (10) и (11) и окончательно устанавливаются оптимальные величины транспортных нагрузок – горизонтальной (тяговой)  $P_T$  и вертикальной (весовой)  $P_N$ , а также местоположение их приложения на корпусе трелевочного трактора ( $M_1, M_2$ ).

Представленная методика решает вопрос установления оптимальных рабочих транспортных нагрузок на гусеничную систему с учетом конструктивных особенностей трелевочных тракторов и их отличий от гусеничных машин общего назначения, что послужит внедрению этих машин в производство и эффективному использованию их в дорожно-транспортном процессе горных предприятий.

### Список литературы

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1982. – 384 с.
2. Львов Е.Д. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1980. – 370 с.
3. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. – М.: Машиностроение, 1979. – 350 с.

# ПРАКТИКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ В ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКОЙ ОБЛАСТИ

**А.М. Жандарбекова**

Восточно-Казахстанский государственный технический университет им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск, Казахстан

*Рассмотрены вопросы исследования эксплуатационной надежности одноковшовых фронтальных погрузчиков в условиях Восточно-Казахстанской области. Освещены результаты анализа эксплуатационных испытаний погрузчиков моделей L-34В и 534С, выполненных в целях получения исходных данных для апробации метода повышения надежности агрегатов дорожно-строительных машин.*

**Ключевые слова:** надежность, эксплуатация, испытание, погрузчик, гидромеханическая трансмиссия, коробка передач.

Для выполнения технологических операций в процессе строительства дорог, добычи полезных ископаемых, производства промышленной и сельскохозяйственной продукции, хранения и потребления важную роль играют транспортно-технологические машины многоцелевого назначения. Примером такой машины может служить одноковшовый фронтальный погрузчик со сменным рабочим оборудованием. Универсальность машины и, следовательно, высокая годовая загрузка, экономическая эффективность обеспечиваются сменным рабочим оборудованием и возможностью выполнять операции захвата груза, его подъем и транспортирование, опускание и освобождение груза. Следует отметить, что при выполнении ряда работ погрузчики заменяют собой экскаваторы, бульдозеры, снегопогрузчики и другие машины, поскольку выполняют более широкий спектр работ, имеют высокую скорость перемещения и относительно низкую стоимость.

От надежной работы одноковшовых фронтальных погрузчиков часто зависит использование во времени и загрузка транспортно-технологического комплекса совместно работающих машин и оборудования, поэтому исследования, направленные на повышение надежности погрузчиков, являются актуальными и обусловлены необходимостью обеспечения безопасности и эффективности их эксплуатации.

Одноковшовые фронтальные погрузчики используются во многих климатических зонах Республики Казахстан, причем особенно эффективно – в многоотраслевых хозяйствах, в которых годовой цикл работ включает

большое число чередующихся производственных процессов и продолжительных погрузочно-разгрузочных работ в технологических циклах большой напряженности. Об этом свидетельствуют данные ТОО «Горно-металлургическая компания „Корунд“», осуществляющего поставку дорожно-строительной техники по различным регионам Республики Казахстан, а также и в некоторые страны СНГ (Узбекистан, Кыргызстан и др.). В Восточно-Казахстанской области уже имеются промышленные объекты, в частности объекты ТОО «Казцинк», где одноковшовые фронтальные погрузчики стали основными транспортно-технологическими машинами.

На практике эксплуатации одноковшовых фронтальных погрузчиков в Восточно-Казахстанской области установлено, что одной из проблем эксплуатации одноковшовых фронтальных погрузчиков является повышение долговечности агрегатов и узлов, лимитирующих их надежность [2; 3]. Исследования показали, что эффективность использования одноковшовых фронтальных погрузчиков в значительной степени зависит от эксплуатационных свойств, которые, в свою очередь, определяются надежностью и конструктивно-технологическими особенностями трансмиссий.

В данном исследовании с целью апробации метода повышения надежности агрегата транспортно-технологических машин проведены эксплуатационные испытания одноковшовых фронтальных погрузчиков L-34В и 534С производства DRESSTA Co. Ltd. Основная часть исследований по выявлению показателей эксплуатационной надежности машин проводилась сотрудниками научно-исследовательской лаборатории «Проблемы надежности машин» ВКГТУ им. Д. Серикбаева (г. Усть-Каменогорск) в реальных условиях эксплуатации на базе опорных предприятий в сотрудничестве с коллективом ТОО «Горно-металлургическая компания „Корунд“», осуществляющим, как официальный дилер завода-изготовителя, централизованное материально-техническое обеспечение машин в эксплуатации.

Исследуемые погрузчики использовались на промышленных объектах, принадлежащих ТОО «Казцинк», для транспортировки руд и концентратов, промышленных и отвальных продуктов металлургии, реагентов и материалов, разработки котлованов, траншей, карьеров в грунтах I–IV категорий, погрузки сыпучих материалов и разрыхленных пород.

За период эксплуатационных испытаний двадцати погрузчиков L-34В и 534С было зафиксировано 14 675 отказов [3]. При этом средняя годовая наработка машины составила 1850 моточасов. Результаты испытаний позволили оценить распределение отказов по агрегатам и системам, по ряду позиций и по сборочным единицам. При этом обработка статистических данных об отказах исследуемых погрузчиков произведена в соответствии с каталогом деталей 534С в последовательности «система машины – агрегат – узел – деталь». Выявлены часто отказывающие системы, агрегаты, узлы и детали погрузчиков.

В ходе эксплуатационных испытаний одноковшовых фронтальных погрузчиков было выявлено, что система привода является наименее надежной по сравнению с остальными системами машины [4]. Это подтверждает актуальность исследования с целью повышения надежности погрузчиков L-34В, 534С применительно именно к этой системе. Как показывают данные, представленные в табл. 1, наибольшее количество наименований систем машины, имевших отказы, приходится на систему привода (38,6 %), большое – гидравлическую систему (24,47 %) и двигатель (23,8 %). Относительно небольшую долю отказов имели тормозная система, электрооборудование, гусеницы и колеса, указатели и приборы, система управления, рама, система охлаждения, рабочее оборудование и кузов. Суммарная доля их отказов составила 13,13 %, т.е. менее 15,00 %. Номенклатура систем, лимитирующих безотказность погрузчиков L-34В, 534С, определена исходя из суммы отказов деталей в системах за период наблюдений.

Таблица 1

Распределение отказов по системам погрузчиков L-34В и 534С

№ п/п	Номер подгруппы по каталогу	Системы погрузчика	Отказы		
			количество, ед	доля, %	суммарная доля, %
1	07	Система привода	5665	38,60	38,60
2	10	Гидравлическая система	3592	24,47	63,08
3	12	Двигатель	3493	23,80	86,88
4	04	Тормозная система	737	5,02	91,90
5	08	Электрооборудование	463	3,16	95,06
6	15	Гусеницы и колеса	360	2,45	97,51
7	11	Указатели и приборы	127	0,86	98,38
8	05	Система управления	85	0,58	98,96
9	09	Рама	55	0,37	99,33
10	06	Система охлаждения	53	0,36	99,69
11	17	Рабочее оборудование	40	0,27	99,97
12	13	Кузов	5	0,03	100,00
		Итого	14 675	100,00	

В ходе эксплуатационных испытаний одноковшовых фронтальных погрузчиков моделей L-34В и 534С выявлено, что гидромеханическая трансмиссия (ГМТ), обеспечивающая работу машины, как на транспортных, так и на технологических режимах в широком диапазоне скоростей обладает сравнительно низкой надежностью (рис. 1) [3; 4]. Дальнейший анализ показал, что это обусловлено тем, что в составе ГМТ находится коробка передач (КП).

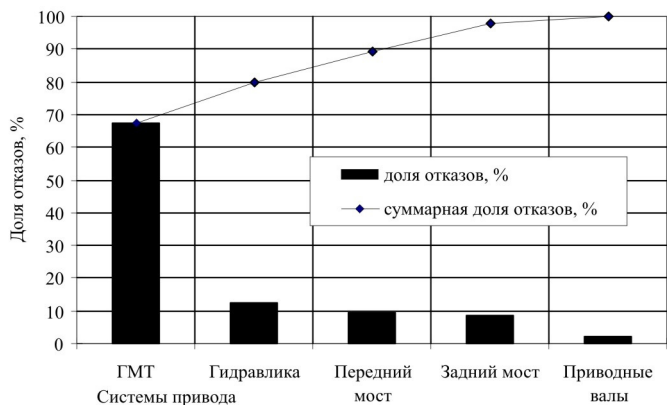


Рис. 1. Ранжирование агрегатов и систем привода по количеству отказов

В результате обработки статистических данных, полученных в ходе исследования надежности погрузчиков в реальных условиях эксплуатации, установлено, что наибольшее количество отказов ГМТ (93,98 %) приходится на коробку передач модели SB 165-2 (табл. 2). Это объясняется тем, что большая часть деталей и узлов КП модели SB 165-2 относится к категории заменяемых элементов.

Таблица 2

#### Распределение отказов по агрегатам ГМТ

Номер подгруппы по каталогу	Агрегаты гидромеханической трансмиссии	Отказы		
		отказы, ед	доля, %	суммарная доля, %
07-08	КП	3590	93,98	93,98
07-04	Гидротрансформатор	155	4,06	98,04
	Остальные агрегаты ГМТ	75	1,96	100,00
	Итого	3820	100,00	

В ходе детального анализа выявлена номенклатура узлов, лимитирующих надежность КП модели SB 165-2 (рис. 2). При этом установлено, что наибольшую долю отказов составляют валы заднего хода и медленной скорости (51,36 %), вал быстрой скорости (39,97 %) и выходной вал (6,77 %). Доля отказов по остальным узлам КП составила всего 1,89 % [3; 4].

На основе анализа результатов эксплуатационных испытаний на надежность фронтальных погрузчиков L-34В и 534С рекомендовано ТОО «Горно-металлургическая компания „Корунд“» включить выявленную номенклатуру деталей и узлов, лимитирующих надежность КП модели SB 165-2, в число наиболее востребованных запасных частей.

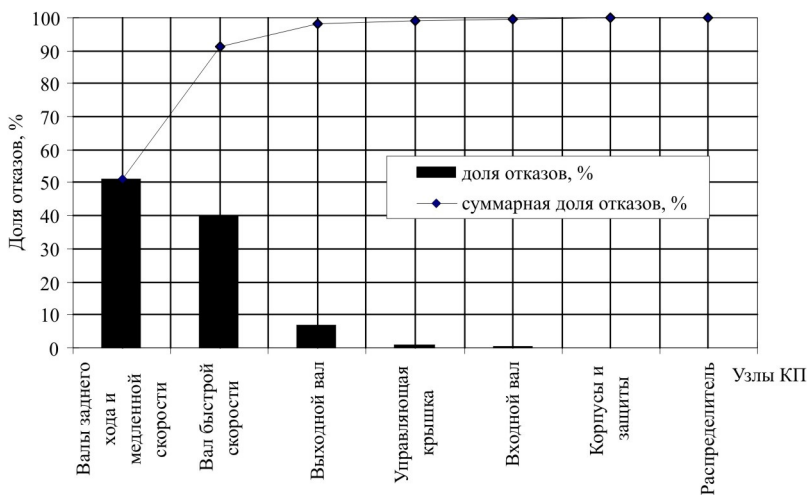


Рис. 2. Ранжирование узлов КП по количеству отказов

Следует отметить, что отказы деталей КП модели SB 165-2 произошли вследствие износа, накопления усталостных повреждений и при чрезмерно больших динамических нагрузках, которые зависят от совокупности эксплуатационных факторов, влияющих на долговечность работы погрузчика. Значительное количество отказов КП и таких ее узлов, как валы заднего хода, медленной скорости, вал быстрой скорости и выходной вал, объясняется использованием погрузчиков при строительстве карьерных дорог в суровых климатических условиях (зимой температура воздуха достигает  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). При этом основными причинами отказов коробки передач модели SB 165-2 являются излом зубьев шестерен, износ и выход из строя подшипников и механизма переключения, особенно износ фрикционных дисков.

По результатам обработки статистических данных эксплуатационных испытаний погрузчиков L-34В и 534С подобраны теоретические законы и определены параметры распределения ресурсов деталей и узлов машин, лимитирующих надежность КП модели SB 165-2. На основании полученной статистической информации с целью оптимизации объемов текущего ремонта составлена карта надежности коробки передач модели SB 165-2 [4].

На основе практики эксплуатации одноковшовых фронтальных погрузчиков моделей L-34В и 534С в условиях Восточно-Казахстанской области были получены исходные данные для апробации метода повышения надежности агрегата дорожно-строительных машин путем оптимизации объемов текущего ремонта. Это позволило обосновать соответствующие рекомендации по снижению суммарных удельных затрат на приобретение и поддержание надежности дорожно-строительных машин в эксплуатации, пригодные для практического использования эксплуатационными предприятиями.



## Список литературы

1. Жандарбекова А.М. Повышение надежности коробки передач гидро-механической трансмиссии одноковшового фронтального погрузчика // Поиск. – 2008. – № 4. – С. 235–240.
2. Кульсеитов Ж.О., Веригин Ю.А., Жандарбекова А.М. Организация эксплуатационных испытаний дорожно-строительных машин // Вестник ТОГУ / Тихоокеан. гос. ун-т. – Хабаровск, 2008. – № 8. – С. 45–52.
3. Кульсеитов Ж.О., Жандарбекова А.М. Результаты эксплуатационных испытаний одноковшовых фронтальных погрузчиков на пневмоколесном ходу // Поиск. – 2008. – № 2. – С. 294–297.
4. Жандарбекова А.М., Кульсеитов Ж.О., Муздыбаев М.С. Рекомендации по повышению надежности коробки передач одноковшовых фронтальных погрузчиков / Вестник ВКГТУ им. Д. Серикбаева. – Усть-Каменогорск, 2010. – № 1. – С. 60–66.

# ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ И УСТОЙЧИВОСТИ ГУСЕНИЧНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**А.И. Шаповалов, Е.А. Кравченко, А.Э. Радченко**

Кубанский государственный технологический университет,  
г. Краснодар, Россия

*Приведен анализ динамики и устойчивости гусеничных транспортных систем при работе в горных условиях.*

**Ключевые слова:** трактор, динамические нагрузки, устойчивость, скоростная характеристика, гусеничный движитель.

Использование гусеничных транспортных систем в тяжелых горных условиях, с характерными сложными гидрологическими, климатическими, рельефными и дорожными условиями, необходимо для успешной производственной деятельности многочисленных и разных по назначению горных предприятий. Наибольший интерес представляют гусеничные лесопромышленные (трелевочные) тракторы, обладающие целым рядом конструктивных особенностей по сравнению с другими гусеничными машинами, причем эти особенности положительно влияют на эффективность транспортного процесса с их участием, поэтому несомненно представляет интерес изучение динамики и устойчивости гусеничной транспортной системы на базе трелевочного трактора. К тому же изучаемый лесопромышленный трактор дополнительно имеет трелевочный щит, лебедку и бульдозерное оборудование.

В многочисленных работах по динамике машин [1; 2] динамические нагрузки, возникающие при переходных процессах (трогание, рывок, упор в препятствие и т.п.), подразделяются на случайные, аварийные и основные динамические, последние наиболее часто встречаются в условиях типовых переходных режимов (упор в жесткое препятствие, трогание, рывок и т.п.).

При этом возрастание динамических нагрузок в пределах эксплуатационного назначения машины и заложенных в ее конструкцию прочностных характеристик нельзя считать вредным явлением, так как они способствуют продвижению машины вперед, характеризуя тем самым «динамическую» пригодность машины. Иными словами, основные динамические нагрузки, наряду с нормальными нагрузками (при установившемся движении), являются исходными величинами для определения оптимальных параметров машины.

До недавнего времени динамические нагрузки учитывались эмпирически, с помощью коэффициента динамичности, что связано со значительными

трудностями точного математического описания реального переходного процесса. Введение понятия интенсивности возрастания сопротивления  $A$  [1; 2] позволило рассматривать переходный режим как колебательный процесс идеализированной одномассовой системы [1; 2]. Для учета влияния подвески трелевочного трактора, учета характера и энергозатрат поворотного движения подрессоренных масс анализ типового неустановившегося движения машины (трогание, рывок и т.п.) произведен с помощью двухмассовой динамической системы с двумя степенями свободы: в направлении продольного перемещения всей машины и в направлении поворота подрессоренных масс вокруг одной из опор ходовой системы в продольной вертикальной плоскости.

Вертикальность плоскости. Поступательная масса машины ( $m$ ) разделена на две массы: массу неподдресоренной системы ходовой системы ( $m_n$ ) и массу подрессоренных частей корпуса машины ( $m_p$ ). В результате для всех операций рабочего цикла машины в составе гусеничного лесопромышленного базового трактора, бульдозерного трелевочного и транспортного оборудования обобщенная координата  $\varphi$  представляется двухмассовой динамической системой с двумя степенями свободы в направлении продольного перемещения всей машины. Приняты следующие основные допущения:

1. Кинематические связи в трансмиссии не нарушаются.
2. Силы сопротивления движению остаются постоянными.
3. Потеря сцепления гусеничного движителя с грунтом происходит полностью и мгновенно при номинальной скорости движения ( $v_0 = v_n$ ).
4. Скоростная характеристика двигателя линеаризована по Г.М. Мозговому. Касательное усилие тяги принимается постоянным на протяжении всего переходного процесса и равным максимально возможным по двигателю  $T_{дв}^{max}$ , т.е

$$T = T_{дв}^{max},$$

А расчетная скорость движения

$$v_0 = \sqrt{v_n^2 - v_p^2},$$

где  $v_n$  – номинальная скорость движения (принимается в качестве начальной расчетной, при полной потере усиления  $v_0 = v_n$ );  $v_p$  – скорость движения машины при максимальной мощности двигателя.

5. Грунт под опорной поверхностью гусениц обладает абсолютной жесткостью.

6. Движение рассматривается только в продольной вертикальной плоскости симметрии машины с момента расстыковки по одной из опор ходовой системы.

7. Поворотное движение неподдресоренных масс ходовой системы не учитывается.

В результате получим следующую систему дифференциальных уравнений движения:

$$m\ddot{x} + m_n h_0 \ddot{\phi} - m_n L_0 \ddot{\phi} \phi + Ax - Ah_0 \phi = R_T T, \quad (1)$$

$$I_0 \ddot{\phi} + m_n h_0 \dot{x} \dot{\gamma} - Ax h_0 r_0 + (Ah_0 r_0 - f) \phi = M_\phi,$$

где  $I_0$  – момент инерции корпуса относительно центра поворота;  $m$  – приведенная поступательная масса машины;  $A$  – интенсивность возрастания горизонтальной тяговой нагрузки;  $K_T$  – коэффициент реализации касательного усилия тяги;  $L_0$ ,  $h_0$ ,  $r_0$  – плечи сил от транспортных нагрузок;  $f$  – текущее изменение поворотного момента  $M_\phi$ ;  $m_n$  – подрессоренная масса машины.

Численное интегрирование системы может быть произведено, например, методом Рунге – Кутты. Динамическая горизонтальная транспортная нагрузка

$$P_{\text{дин}} = A(X_{\text{max}} - h_0 \phi_{\text{max}}).$$

Порядковым анализом результатов численного интегрирования системы [3] было установлено, что максимальные значения динамических горизонтальных нагрузок могут иметь частные приближенные решения в следующем виде:

$$P_{\text{дин}} = 0,5v_0 \sqrt{2AmK_c r}, \quad (2)$$

где  $v_0$  – номинальная скорость движения машины;  $K_c$  – коэффициент приведения жесткости подвески к механизму сцепки, для реальных машин  $K_c = 1,3 \dots 1,5$ ;  $r$  – коэффициент, отражающий влияние на величину динамической нагрузки поворотного движения подрессоренных масс и зависящий от комплекса конструктивных и эксплуатационных параметров. Для операций транспортирования и копания  $r \approx 2$ .

Анализом приближенных решений системы (1) было установлено, что наряду со скоростью движения, массой машины, интенсивностью возрастания тяговой нагрузки на значения основных динамических нагрузок существенное влияние оказывают: положение центра подрессоренных масс, продольная база кареток, углы подъема опорных ветвей гусениц, вылеты ведущих и направляющих колес от крайних опорных катков.

Таким образом, полученные аналитические зависимости, определяемые системой уравнений движения машин (1), имеют приближенное решение (2) и могут быть использованы в инженерно-конструкторской практике при расчете параметров гусеничных транспортных систем-поездов на базе трелевочных тракторов, обоснования их параметров, условий эксплуатации и области эффективного применения.

На основе исследований может быть рассмотрена методика инженерного расчета предельных по продольной устойчивости нормальных, а также основных динамических транспортных нагрузок гусеничного лесопромышленного

трактора с учетом особенностей конструкции ходовой системы и его общей компоновки, характеризуемые углами подъема опорных ветвей гусениц, продольными вылетами от крайних опорных катков ведущих и направляющих колес, распределением опорных катков по кареткам ходовой системы, продольной базой кареток и положением центра масс. Наибольшее влияние оказывает положение упряжных шарниров.

Для работ гусеничного лесопромышленного трактора в оптимальном режиме бульдозера важнейшим элементом назначения его в описанном выше прогрессивном способе является устройство основания земляного сооружения в горных условиях, при котором обеспечивается устойчивость рабочего движения машины и плавности хода. При этом наибольшее влияние оказывает положение упряжного шарнира (место соединения толкающих брусьев с рамой базового трактора), который обеспечивает максимальное использование нормальных (предельных продолженной устойчивости) динамических нагрузок. Описанный и называемый как кинематический параметр ( $K_m$ ) положения упряжных шарниров в продольной плоскости движения оказывает существенное влияние на величину нормальных полезных динамических нагрузок на органе бульдозера  $P_{01}^{н.д}$ ,  $P_{02}^{н.д}$ , рассчитывается по формуле

$$K_m = \frac{h}{e}; K_m^{opt} \leq 0,1,$$

где  $h$ ,  $e$  – координаты положения упряжного шарнира:  $h$  – вертикальная координата до поверхности движения;  $e$  – горизонтальная, до режущей кромки отвала.

При соблюдении неравенства (3) величины горизонтальной  $P_{01}^{н.д}$  и вертикальной  $P_{02}^{н.д}$  динамических нагрузок стремятся к увеличению, тем самым к повышению работоспособности по прочности разрабатываемого грунта.

Основные динамические нагрузки определяются системой дифференциальных уравнений движения (1), имеющей для максимальных значений численные приближенные решения в замкнутой алгебраической форме (2).

### Список литературы

1. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 350 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Инженерная литература, 1959. – 520 с.
3. Березин И.С., Жидков Н.П. Методика вычислений. – М.: Физматгиз, 1962. – 312 с.

# ПРОГРЕССИВНЫЙ СПОСОБ ПРОИЗВОДСТВА ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

**Е.А. Кравченко, А.И. Шаповалов**

Кубанский государственный технологический университет,  
г. Краснодар, Россия

*Раскрыты отличительные способы производства земляных работ в горных условиях. Предложены более совершенные технологии горного транспортного строительства с использованием существующей техники.*

**Ключевые слова:** транспортное строительство, горные условия, техника, технология, эффективность, гидромотор.

Горы имеют два главных отличия от равнин: значительные уклоны (и в продольном, и в поперечном направлении) и повышенную природную неустойчивость. Неустойчивость природных процессов, разрушительные последствия нарушения сложившегося равновесия, крайне узкие диапазоны условий, в пределах которых сохраняется равновесие природных процессов, – все это характеризует горные районы как природные зоны, в которых транспортное строительство должно осуществляться методами, направленными в первую очередь на охрану природы.

Горные дороги отличаются сложным планом и профилем, строятся в прочных грунтах, часто склонным к оползням и обвалам. Разрабатываемый в горных условиях грунт нередко является причиной отрицательных экологических явлений (последствий), поэтому совершенствование техники и технологии строительства, связанное с уменьшением объемов земляных работ, несомненно, является актуальным и несет в себе значительный не только экономический, но и экологический эффект. При этом совершенно очевидно, что в качестве ведущих машин наиболее целесообразно использовать специальные горные бульдозеры-рыхлители, способные разрабатывать самые прочные горные породы.

При решении различных технических задач в горах инженер-дорожник сталкивается с взаимодействием атмосферы, гидросферы, морфосферы, метосферы и биотехносферы природных комплексов. Разнообразие сочетаний этих пяти сфер велико, и они оказывают огромное влияние на весь комплекс технико-экономических показателей дороги и в сфере эксплуатации, и в сфере строительства, на всех его этапах и компонентах, и в первую очередь при проведении земляных работ.

Производство земляных работ в горах ведется в специальных условиях. Работы ведутся преимущественно на склонах. Основным видом земляных работ при устройстве земляного полотна автомобильной дороги является разра-

ботка грунта в выемках на склонах с перемещением в насыпи, полунасыпи и в отвал, т.е. поперек направления трассы. Грунты на горных склонах отличаются большим разнообразием по трудности разработки – вплоть до самых прочных, т.е. требующих предварительного рыхления. Большую трудность при этом представляет устройство, а при ремонте – очистка нагорных кюветов, несомненно, важнейших элементов автомобильной горной дороги, в частности ее эксплуатационной надежности. При этом в целях снижения себестоимости и уменьшения влияния на устойчивость выемки нагорный кювет должен быть максимально приближен к откосу. Наиболее прогрессивные и перспективные машины для предварительного рыхления прочных пород в горах – навесные рыхлители – мало приспособлены для работы в горах, особенно при разработке нагорных кюветов.

Одним из основных требований при строительстве оснований земляных сооружений в горных условиях, при наличии прочных скальных пород, сложной гидрологической и рельефной обстановки, при высоких экологических требованиях, иногда и полном запрете взрывных работ, является минимизация объемов земляных работ, габаритов строительной площадки и естественно используемой техники. Наиболее распространен в особенно тяжелых горных условиях бульдозер-рыхлитель на базе тяжелого и сверхтяжелого гусеничного промышленного трактора. Разработка ведется послойно в два этапа – предварительное рыхление задним рыхлителем и разработка и удаление разрыхленного грунта обычно прямым отвалом за пределы основания. Стенки и откосы выполняются обычно продольными ходами бульдозера-рыхлителя. Из последнего очевидны основные недостатки описанного способа:

1. Сложность и неточность исполнения стенок и откосов именно продольными ходами бульдозера-рыхлителя.
2. Недостаточная устойчивость, надежность и прочность стенок и откосов.
3. Сложность эффективного использования разрыхленного прочного грунта в дальнейшем для производства из-за постоянного сосредоточения его в отвале.

В связи с этим представляет интерес патент № 2373333 от 20.11.2009 «Способ строительства основания земляного сооружения в горных условиях».

Техническим результатом настоящего предложения является повышение качества производства работ, устойчивости, надежности и прочности основания земляного сооружения в горных условиях и рациональное использование разрыхленного прочного грунта.

В предлагаемом способе строительства основания земляного сооружения в горных условиях, включающем предварительное рыхление, формирование и зачистку выходных поверхностей с ведущей машиной мощным бульдозером-рыхлителем, предварительное рыхление осуществляют послойно, перекрестными челночными продольными и поперечными ходами по всей площади, один или несколько слоев образует уступ (ступень), высота (глубина) которого должна соответствовать высоте подъема отвала. Каждый слой разрабатывают отвалом, разрыхленный грунт удаляют за пределы основания, зачистку стенок уступов производят поперечными движениями бульдозера, при кото-

рых происходит горизонтальное заглубление отвала в стенку на глубину зачистки с последующим подъемом до бровки отвала с вырезаемым при этом из стенки грунтом и разгрузкой его на поверхность движения при обратном (холостом) ходе, зачистка стенок повышает качество стенок, а следовательно, их прочность и надежность. Для обеспечения устойчивости стенок угловое расположение уступов (ступеней) в вертикальной плоскости не превышает угла естественного откоса грунта. При зачистке стенки первого (верхнего) уступа отвал с грунтом, достигнув бровки, продолжает движение по внешней поверхности основания на величину, достаточную для разгрузки грунта с отвала при обратном холостом ходе бульдозера, в результате образуется продольный валик разрыхленного грунта вдоль бровки для эстакадной погрузки его в транспортные средства.

Таким образом, применив описанный способ, получаем повышение качества производства работ, устойчивости, надежности и прочности основания земляного сооружения в горных условиях и, кроме того, рациональное использование части разрыхленного прочного грунта.

Для осуществления предложенного способа необходимы следующие предметно (специально) усовершенствованные средства механизации:

- рыхлитель-бульдозер с неповоротным отвалом на базе тяжелого промышленного трактора – ведущая машина;
- вспомогательный бульдозер – рыхлитель с поворотным (универсальным) отвалом;
- проходческая транспортная машина на базе мощного лесопромышленного гусеничного трактора.

В процессе разработки прогрессивного способа рекомендуется параллельно вести конструкторский анализ названных и принятых средств механизации в направлении их усовершенствования и специализации по способу.

Транспортное строительство в горах производится в условиях повышенной природной неустойчивости, в том числе при значительных колебаниях уклонов как в продольном, так и в поперечном направлении.

Неустойчивость природных процессов, разрушительные последствия нарушений сложившегося равновесия, крайне узкие диапазоны условий, в пределах которых сохраняется равновесие природных процессов, – все это характеризует горные районы как природные зоны, в которых транспортное строительство должно осуществляться методами, направленными в первую очередь на охрану природы, поэтому совершенствование техники и технологии горного транспортного строительства, связанное с уменьшением объемов земляных работ, как самых трудоемких и экологически опасных, несомненно является актуальным и несет в себе не только значительный экономический, но и экологический, природоохранный эффект.

Производство земляных работ в горах ведется в сложных условиях. Работы ведутся в основном на склонах. Основным видом земляных работ при устройстве земляного полотна транспортных путей является разработка грунта в выемках на склонах с перемещением его в насыпи и в отвал. Грунты на



горных склонах отличаются большим разнообразием, особенно по трудности разработки – вплоть до самых прочных и требующих предварительного рыхления. Совершенно очевидно, что в качестве ведущих машин в нашем случае целесообразно использовать мощные специальные горные бульдозеры как с поворотными, так и с неповоротными отвалами.

Большую трудность представляет устройство, а при ремонте – очистка нагорных кюветов. Наиболее прогрессивные и перспективные машины для предварительного рыхления прочных грунтов – задние навесные тракторные рыхлители, устанавливаемые на бульдозерах, – мало приспособлены для работы в горах, особенно при разработке нагорных кюветов.

Для повышения эффективности бульдозеров с поворотными отвалами в горных условиях необходимо оснастить их задними трезубыми рыхлителями с автономным гидроприводом каждого зуба, например по авторскому свидетельству № 696111 и свидетельству на прообразец № 10025. Это позволяет изменять количество рабочих зубьев из кабины трактора. При этом возможна работа одним, двумя и тремя зубьями с последовательным их заглублением, благодаря чему повышается производительность и использование мощности тягача, а также появляется возможность рыхления нагорных кюветов для их очистки при ремонте и содержании. Сами поворотные отвалы необходимо оснастить гидроуправлением углов поворота в плане путем механического перемещения на опорной раме толкателей, т.е. сохранив классическую схему соединения отвала с рамой центральным сферическим шарниром, что обеспечит необходимую прочность конструкции, например по патенту № 2372446 от 10.11.09, где в качестве привода ползунов исполнительных взяты реверсивные гидромоторы, а для преобразования вращательного движения в поступательное используется винтовая самотормозящаяся передача, верхние тяги толкателей выполнены в виде двухсторонних индивидуально управляемых гидроцилиндров.

**Оптимизация бульдозера с неповоротным отвалом.** Бульдозеры на тяжелых тракторах с неповоротными отвалами имеют задние рыхлители, чаще однозубые, однако ограничены по прочности разрушаемых пород, так как разрушают их в направлении наибольшей крепости пород, поэтому рекомендуется, например, по патенту № 2361042 от 10.07.09, следующее:

1. Установка коротких рыхлительных зубьев на отвале по всей длине с шагом 500–700 мм.

2. Вылет режущих кромок зубьев вниз и вперед на 200–300 мм от режущей кромки. При этом на лобовой поверхности отвала не должно быть выступающих частей.

3. Обеспечение гидроуправляемого механизма (гидрораскосов) изменения продольного и поперечного наклона отвала.

4. Установка на задней поверхности отвала гидроуправляемой с помощью цилиндров опорной плиты. При движении плиты вниз отвал с заглубленными зубьями движется вверх и разрушает грунт «на отрыв», расширяя тем самым возможности машины по прочности разрабатываемого грунта.

В результате появляются возможности разрушения пород на «отрыв», т.е. в направлении их наименьшей прочности с усилием

$$R_H = G_M \frac{a_{mx}}{a_{ш.х}} \times \frac{l_{ш.о}}{l_{Ro}},$$

где  $G_M$  – сила тяжести машины;  $a_{mx}$ ,  $a_{ш.х}$  – расстояние по горизонтали от передней опоры ходовой системы до центра масс и упряжного шарнира;  $l_{ш.о}$ ,  $l_{Ro}$  – расстояние по горизонтали от опорной плиты до упряжного шарнира и режущей кромки зуба.

Для современных машин на базе тяжелых промышленных тракторов выполнимо  $K_H = (8...12) G_M$  против  $R_H = (0,8...1,0) G_M$  при отсутствии опорной плиты.

Конструкция позволит разработать земляное сооружение с более высокой точностью, вплотную с откосом, что уменьшит объемы земляных работ в целом, а следовательно, повысит эффективность и производительность машин при одновременном уменьшении вредных экологических последствий. Аналогичного эффекта следует ожидать и в работе предлагаемых бульдозеров с поворотными отвалами.

В направлении дальнейших исследований предполагается опытная проверка рекомендуемых конструктивных решений с участием заинтересованных спонсоров, желательно на натуральных образцах тяжелого или сверхтяжелого гусеничных промышленных тракторов, а также разработка исходных требований для проведения заводских экспериментальных и опытно-конструкторских работ, желательно при участии заинтересованных спонсоров и с использованием идей указанных здесь изобретений автора.

**Оптимизация универсального бульдозера.** Универсальные бульдозеры (с поворотным отвалом) находят широкое применение в горном, особенно транспортном строительстве, поэтому задача оптимизации параметров этих машин несомненно актуальна.

Земляные работы в горах при транспортном строительстве ведутся главным образом на склонах, основным видом их является разработка грунта в выемках с перемещением его в насыпи, полунасыпи и в отвал, т.е. поперек направления трассы, а следовательно, и основного движения универсального бульдозера, с периодическим изменением этого направления до  $180^\circ$ . Для этого и с целью обеспечения достаточной жесткости конструкции прогрессивные конструкции выполнены в серийных машинах (например, Кейс 1150) по следующей схеме: базовая машина – гусеничный промышленный трактор, несущий с помощью упряжных шарниров на раме гусеничных тележек охватывающую толкающую раму, гидроцилиндры подъема рамы, поворотный в плане отвал, соединенный с толкающей рамой при помощи центрального сферического шарнира и боковых толкателей, состоящих из двух продольных раскосов и ползунов, гидроцилиндры перекоса отвала в плане, перемещающие ползуны толкателей вдоль продольных брусьев, толкающих рамы. Недостатками описанной конструкции являются:

– изменение угла поворота отвала в плане с помощью двухсторонних цилиндров для реальных машин нерационально на раме пространства из-за большой их начальной длины и недостаточного обеспечения для необходимого (28...30°) угла поворота;

– передача рабочего сопротивления при работе отвала непосредственно на цилиндры поворота отвала в плане ведет к увеличению мощности гидропривода и к снижению его надежности.

Для устранения указанных недостатков, например по патенту № 2372446, рекомендуется в качестве привода ползунов и толкателей вместо гидродвигателей поступательного действия (гидроцилиндров) принять гидродвигатели вращательного (реверсивные гидромоторы), а для преобразования вращательного движения в поступательное движение толкателей вдоль продольных брусьев толкающей рамы использовать винтовые самотормозящиеся передачи, для обеспечения бесступенчатого регулирования углов резания и поперечного перекоса отвала верхние тяги толкателей целесообразно выполнить в виде двухсторонних индивидуально управляемых гидроцилиндров, установленных под углом 30–40° к нижним тягам на сферических шарнирах.

Таким образом, при включении гидромоторов с противоположными направлениями вращения будут перемещаться в противоположных направлениях и ползуны толкателей, изменяя при этом угол перекоса отвала в плане.

После достижения нужного угла поворота в плане гидромоторы выключаются, при движении бульдозера с заглубленным отвалом грунт перемещается в одну из сторон. Для изменения направления перемещения грунта вновь включаются гидромоторы причем в противоположную сторону вращения.

С помощью верхних тяг гидроцилиндров, выполненных с автономным управлением, устанавливается угол поперечного перекоса отвала или угол резания (при синхронном движении штоков верхних тяг).

В результате очевидно, что при работе бульдозера рабочая нагрузка на отвале передается на самотормозящуюся винтовую передачу. Гидромоторы следует периодически отключать и сокращать чистое время их работы, тем самым обеспечивая надежную работу гидропривода.

За счет обеспечения установки любых положений отвалов в плане, бесступенчатого регулирования угла резания и поперечного перекоса значительно расширяются эксплуатационные возможности бульдозера.

### **Список литературы**

1. Захарчук Б.З. Бульдозеры и рыхлители. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
2. Трескинский С.А. Горные дороги. – М.: Транспорт, 1974. – 367 с.
3. Забегалов Б.В., Ронинсон Э.Г. Бульдозеры и скреперы. – М.: Высш. шк., 1986. – 179 с.

# ЭКОНОМИЧНЫЙ АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ ADAPTIV ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ СУПЕРКОМПЛЕКСОВ

О.П. Водченко

Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», Украина

*Минимальные потери в экономичном автоматизированном гусеничном движителе Adaptiv позволяют расширять применимость этого гусеничного движителя на новых и реконструируемых промышленных суперкомплексах.*

**Ключевые слова:** экономичный гусеничный движитель, промышленные суперкомплексы, автоматизированные системы, амфибия, мобильный кран.

Технические характеристики современных промышленных комплексов (например, гусеничных кранов) являются показателями возможностей фирм-производителей. Борьба между производителями за клиента идет постоянно (рис. 1, 2).



Рис. 1. Самый большой в мире гусеничный кран SS 8800-1 Twin грузоподъемностью 3200 т (фирма Terex Demag GmbH)



Рис. 2. Наибольший в мире кран «Тайсунь» китайского судостроительного завода Yantai Raffles грузоподъемностью 20 тыс. т. Высота подъема 70 м

Характеристики промышленных комплексов формируются в первую очередь объектами (обрабатываемыми грузами), использующими этот комплекс. Однако часто сам комплекс формирует новые объекты, создавая современный экономичный суперкомплекс.

Целью данной статьи является выявление новых промышленных суперкомплексов, сформированных на базе современных экономичных гусеничных движителей Adaptiv.

Доведенный до совершенства экономичный гусеничный движитель является катализатором при создании новых промышленных суперкомплексов.

### Экономичный гусеничный движитель

Потери в гусеничном движителе можно представить в виде [1]

$$N_{г.д} = N_{ш} + \sum N_k + \sum N_{уд} + N_{защ}, \quad (1)$$

где  $N_{ш}$  – мощность потерь в шарнирах гусеницы;  $\sum N_k$  – сумма мощностей потерь в подшипниках и на ребордах опорных катков, поддерживающих катков, ведущего и направляющего колес;  $\sum N_{уд}$  – сумма мощностей потерь от соударения деталей, составляющих гусеничный обвод;  $N_{защ}$  – мощность, теряемая в зонах зацепления ведущего колеса с гусеницей.

В свою очередь, мощность потерь в шарнирах  $N_{ш}$  определяется по выражению [1]

$$N_{ш} = \frac{K_{ш} r_{ш} v (T_{св} \Psi_{обв} + P_{в.к} \Psi_p)}{l_{обв}}, \quad (2)$$

где  $K_{ш}$  – коэффициент трения в шарнире гусеницы;  $r_{ш}$  – радиус подшипника скольжения шарнира трака гусеницы;  $v$  – скорость передвижения гусеничного движителя;  $l_{обв}$  – длина гусеничного обвода по осям шарниров;  $T_{св}$  – усилие растяжения гусеницы на свободном участке гусеничного обвода;  $P_{в.к}$  – тяговое усилие в гусенице, создающееся на участке зацепления ведущего колеса;  $\Psi_{обв}$  – суммарный угол поворота шарнира трака гусеницы при полном обороте гусеничного обвода;  $\Psi_p$  – суммарный угол поворота шарнира трака гусеницы при прохождении шарниром рабочего участка гусеничного обвода (где действует реализуемая гусеничным движителем сила тяги, равная  $T_{в.к}$ ).

Мощность потерь в катках контурных элементов гусеничного обвода можно определить по выражению

$$\sum N_k = N_{п.о.к} + N_{з.о.к} + N_{с.о.к} + N_{в.к} + N_{н.к} \quad (3)$$

где  $N_{п.о.к}$  – мощность, теряемая в зоне соприкосновений переднего опорного катка с траками гусеницы;  $N_{з.о.к}$  – мощность, теряемая в зоне соприкосновений заднего опорного катка с траками гусеницы;  $N_{с.о.к}$  – мощность, теряемая в зоне соприкосновений средних опорных катков с траками гусеницы;  $N_{в.к}$  – мощ-

ность, теряемая в подшипниках ведущего колеса;  $N_{н.к}$  – мощность, теряемая в подшипниках направляющего колеса.

Наибольшие потери в гусеничном обводе при переднем ведущем колесе. Мощность  $N_{п.о.к}$ , теряемую в зоне соприкосновений переднего опорного катка с траками гусеницы, можно представить в виде

$$N_{п.о.к} = v \left[ F_{в.п.о.к} \left( \frac{f_{о.к} + \mu_{о.п.о.к}}{2} \right) + 2f_{п.о.к} \sin \frac{\beta_{в.к}}{2} + F_{б.п.о.к} \mu_{р.п.о.к} \right], \quad (4)$$

где  $F_{в.п.о.к}$  – вертикальное усилие, передаваемое на передний опорный каток подвеской гусеничного движителя;  $F_{б.п.о.к}$  – боковое усилие, передаваемое на реборду переднего опорного катка направляющей деталью трака гусеницы;  $f_{о.к}$  – коэффициент сопротивления качению опорного катка;  $f_{п.о.к}$  – коэффициент потерь в подшипнике опорного катка;  $\mu_{о.п.о.к}$  – коэффициент сопротивления скольжению опорной поверхности обода переднего опорного катка;  $\mu_{р.п.о.к}$  – коэффициент сопротивления скольжению реборды обода переднего опорного катка по направляющим деталям трака гусеницы;  $\beta_{в.к}$  – угол наклона гусеничной ветви у ведущего колеса.

Учет скольжения опорной поверхности ободьев переднего и заднего опорных катков в виде коэффициента  $\frac{\mu_{о.п.о.к}}{2}$  детально разобран в работе автора [2].

Аналогичным выражению (4) по структуре будет выражение для потерь мощности  $N_{з.о.к}$ , теряемой в зоне соприкосновений заднего опорного катка с траками гусеницы

$$N_{з.о.к} = v \left[ F_{в.з.о.к} \left( f_{о.к} + \frac{\mu_{о.з.о.к}}{2} \right) + 2f_{з.о.к} \sin \frac{\beta_{н.к}}{2} + F_{б.з.о.к} \mu_{р.з.о.к} \right], \quad (5)$$

где  $\beta_{н.к}$  – угол наклона гусеничной ветви у направляющего колеса, остальные составляющие аналогичны составляющим в выражении (4) с заменой в нижних индексах буквы «п» на «з».

Мощность  $N_{с.о.к}$ , теряемую в зоне соприкосновений средних опорных катков с траками гусеницы, можно представить в виде

$$N_{с.о.к} = v \left[ F_{в.с.о.к} (f_{о.к} + f_{п.о.к}) + f_{б.с.о.к} \mu_{р.с.о.к} \right], \quad (6)$$

здесь все подобные составляющие аналогичны составляющим в выражении (4) с заменой в нижних индексах буквы «п» на «с».

Мощность  $N_{в.к}$ , теряемую в подшипниках ведущего колеса, можно представить в виде

$$N_{в.к} = v \left[ f_{п.в.к} (T_p + T_c) \cos \frac{\beta_{в.к}}{2} \right], \quad (7)$$

где  $f_{п.в.к}$  – коэффициент потерь в подшипнике ведущего колеса;  $T_p$  – усилие растяжения рабочей ветви гусеничного обвода;  $T_c$  – усилие растяжения свободной ветви гусеничного обвода.

Мощность  $N_{н.к}$ , теряемую в подшипниках направляющего колеса, можно представить в виде

$$N_{н.к} = v \left[ 2f_{п.н.к} T_p \cos \frac{\beta_{н.к}}{2} \right], \quad (8)$$

где  $f_{п.н.к}$  – коэффициент потерь в подшипнике направляющего колеса.

Экономичный гусеничный движитель вобрал в себя лучшие свойства от колесного движителя и стандартного кранового гусеничного движителя.

Полиуретановый протектор на опорной поверхности траков гусеницы обеспечивает экономичному гусеничному движителю мягкий контакт гусеницы с поверхностью дорожного полотна. В этом такой движитель сходен с колесным движителем. Это позволяет экономичному гусеничному движителю не нарушать поверхность дорожного полотна и компенсирует влияние мелких неровностей дорожного полотна, а также мелких камней на дороге.

Широкий трак экономичной гусеницы обеспечивает большую суммарную опорную поверхность экономичному гусеничному движителю, тем самым снижает среднее удельное давление движителя на мягкий грунт. Это повышает проходимость экономичного гусеничного движителя по мягким грунтам. Это свойство сходно со свойством проходимости простых крановых гусеничных движителей.

Экономичный гусеничный движитель оказывает среднее удельное давление на асфальт около  $60 \text{ Н/см}^2$ , а на мягкие грунты – около  $9 \text{ Н/см}^2$ .

Малые потери в экономичном гусеничном движителе обусловлены рядом причин.

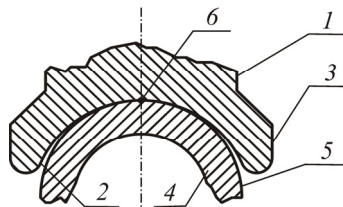


Рис. 3. Поперечное сечение зоны взаимодействия опорного катка с траком гусеницы: 1 – обод опорного катка; 2 – вогнутая торовидная опорная поверхность обода; 3 – реборда опорного катка; 4 – беговая дорожка трака; 5 – выпуклая цилиндрическая опорная поверхность беговой дорожки трака; 6 – точка контакта опорного катка с траком

Во-первых, малым сопротивлением передвижению опорных катков по тракам экономичной гусеницы. Это обеспечивается выпуклой цилиндрической формой беговой дорожки трака и вогнутой торовидной опорной поверхностью обода опорного катка (рис. 3). Такой точечный контакт опорного катка с гусеницей создает предпосылки для качения опорных катков с меньшим коэффициентом сопротивления качению.

В стандартном крановом гусеничном движителе ободья опорных катков имеют цилиндрическую поверхность качения, а траки – плоскую беговую дорожку, что обеспечивает линейный контакт в местах прикосновения опорного катка с траком на беговой дорожке трака. Тем самым, при одинаковых материалах обода катка и беговой дорожки трака, стандартный крановый гусеничный движитель имеет больший коэффициент сопротивления качению опорных катков по траку, чем при качении опорных катков экономичного гусеничного движителя по беговой дорожке траков с точечными зонами контакта.

Во-вторых, отсутствием скольжения реборд 3 обода 1 опорных катков (см. рис. 3) экономичного гусеничного движителя по направляющим элементам траков при поворотах экономичного гусеничного движителя. Боковые составляющие сил поворота, передающиеся с траков 4 гусеницы на опорные катки, воспринимаются опорными вогнутыми торовидными поверхностями 2 обода 1 опорного катка с боковым смещением точки контакта  $b$  к краю вогнутой торовидной поверхности 2 обода 1 опорного катка. Поперечное положение точки контакта  $b$  опорного катка и трака экономичной гусеницы определяется соотношением вертикальной и боковой сил в точке контакта, воспринимаемых конкретным опорным катком. Тем самым реализуется самоустанавливающийся эффект оптимального качения опорных катков по беговой дорожке траков экономичной гусеницы.

В стандартном крановом гусеничном движителе при поворотах движителя реборды опорных катков скользят по направляющим элементам траков. Это создает практически постоянные дополнительные потери в стандартном крановом гусеничном движителе, так как даже при прямолинейном движении гусеничного крана опорные катки прижаты к одной из боковых направляющих поверхностей трака, которая перед прямолинейным движением осуществляла передачу боковых сил малейшего поворота.

В-третьих, малыми потерями на трение в шарнирах гусеницы. Для этого шарниры экономичной гусеницы выполнены с закрытыми подшипниками скольжения со смазкой.

В стандартных крановых гусеницах траки имеют открытые шарниры скольжения без смазки с ограниченной защитой от пыли.

В экономичной гусенице коэффициент трения скольжения в шарнире гусеницы ( $K_{ш}$ ) в 3–7 раз меньше, чем в стандартных крановых гусеницах.

В-четвертых, экономичной упругой подвеской опорных катков. Упругая торсионная подвеска опорных катков с внутренней амортизацией [3] эконо-



мичного гусеничного движителя, похожая на подвески опорных катков промышленных тракторов, обеспечивает отсутствие перегрузок опорных катков и траков при движении экономичного гусеничного движителя по неровностям проезжей части дорог общего пользования и дорог без покрытий. Это обеспечивает снижение пиковых нагрузок на опорные катки и траки гусеницы при увеличенных транспортных скоростях движения мобильного крана и снижает внутренние потери в экономичном гусеничном движителе.

В стандартном крановом гусеничном движителе жесткое крепление опорных катков на раме гусеничного движителя приводит к перегрузкам отдельных опорных катков и контактирующих с ними траков во время наезда опорной поверхности гусениц даже на незначительные неровности проезжей части дороги (отдельные камешки). Это приводит к дополнительным деформациям и перекосам деталей стандартного кранового гусеничного движителя и увеличению внутренних потерь на трение скольжения.

В-пятых, ведущее колесо экономичного гусеничного движителя приподнято над поверхностью движения. Это снижает попадание пыли и грязи в зону контакта зубьев ведущих колес с зацепными поверхностями траков экономичной гусеницы, что снижает потери на трение в зонах зацепления зубьев ведущих колес с траками гусеницы.

В стандартном крановом гусеничном движителе ведущие колеса находятся близко от поверхности дорожного полотна, поэтому вся пыль и грязь от движения гусениц попадает в зону контакта зубьев ведущих колес с траками гусеницы. Это увеличивает на 30–300 % потери на трение в зацеплении ведущих колес.

В-шестых, гусеничный обвод экономичного гусеничного движителя имеет комплексную систему автоматизированного управления [4; 5] натяжением гусеницы. Эта система обеспечивает поддержание на оптимальном уровне натяжения свободной ветви гусеничного обвода во всех режимах движения реверсивного экономичного гусеничного движителя. Это снижает динамические нагрузки во всем экономичном гусеничном обводе.

Самое главное – такой автоматизированный гусеничный движитель приобретает автономность.

### **Суперамфибия Crabb**

Экономичная амфибия А480 грузоподъемностью 480 т создавалась для широкого круга работ. А480 была разработана в морском варианте для круглогодичной перегрузки лихтеров ЛЭШ массой 460 т на трассе Севморпути с лихтеровозов типа «Борис Полевой» на необорудованный судовыми причалами берег, а также для обеспечения продовольствием и другими грузами прибрежных поселков и новыхстроек. Разработка проводилась по заказу ОАО «ЛЕНМОРНИИПРОЕКТ».



Рис. 4. Контейнерная модификация экономичной амфибии А480 Crabb грузоподъемностью 480 т на мягком влажном грунте при загрузке пассажира с грунта по штатной лестнице

Амфибия А480 является базовой моделью для многих модификаций, в том числе лихтерной, контейнерной, аппаратной, универсальной сухогрузной.

Экономичная амфибия А480 грузоподъемностью 480 т имеет длину 31,8 м (по ватерлинии 31 м) и ширину 13,6 м (рис. 4).

Амфибия А480 имеет водоизмещающий корпус, состоящий из 11 герметичных отсеков, 10 гусеничных модулей, машинное отделение с тремя дизель-генераторами, хозяйственное отделение, рубку управления с управляющим и навигационным оборудованием, средства спутниковой и другой связи, жилые каюты, якорные и швартовные устройства, спасательные устройства.

По периметру амфибия имеет двойной борт. Корпус имеет ледовые усиления, обеспечивающие амфибии ледовый класс Л1 для плавания среди битого льда и ломки льда толщиной 10–12 см.

Амфибия А480 имеет речную модификацию с возможностью прохода под мостами в системе каналов европейских стран. Амфибия может двигаться по рекам под мостами при высоте 5,2 м над уровнем воды. Осадка амфибии не превышает 2,3 м.

А480 в грузовом отсеке может перевозить один лихтер ЛЭШ или, после подготовки грузового отсека, 24 морских 20-тонных контейнера. Также в грузовом отсеке могут загружаться и самостоятельно выгружаться универсальные и специализированные грузы с помощью собственного мостового крана грузоподъемностью 32 т. Самоходная техника может заезжать в отсек и выезжать из него по аппарели. По этой аппарели могут курсировать вилочные погрузчики при загрузке А480 грузами на поддонах или пакетированными грузами из портового или сухопутного склада.

## Эвакуационная суперамфибия Helping hand



Рис. 5. Экономичная авиатранспортабельная гусеничная эвакуационная амфибия AS40 «Рука помощи» (Helping hand)

Экономичная эвакуационная амфибия AS40 (рис. 5) может преодолевать рвы и канавы шириной до 3,6 м, затопленные водой и невидимые водителю. Гусеничная амфибия AS40 самостоятельно может передвигаться по улицам и дорогам общего пользования без разрушения покрытия проезжей части. Также амфибия AS40 может свободно передвигаться по мягким, влажным грунтам, грязевым линзам, участкам, заваленным ветками и другим мусором. Экономичная эвакуационная амфибия AS40 имеет особо эффективный гусеничный водоходный движитель, создающий в три раза больший упор в воде по сравнению с существующими гусеничными амфибиями. Эвакуационная амфибия AS40 может плыть в жидкой среде (вода, жидкий ил) среди плавающих предметов (стволы и ветки деревьев, мусор).

Эвакуационная амфибия AS40 обладает высокой продольной и поперечной устойчивостью как на грунте, так и в воде.

В грузовом отсеке амфибии AS40 можно привозить в район восстановления плотин 1000 мешков с песком для ремонта плотин и вывозить в безопасные места 130 человек или 12 больных на носилках.

Эвакуационная амфибия AS40 может снимать людей с крыш затопленных домов, с веток затопленных деревьев в радиусе 20 м, вытаскивать людей из водных потоков с плавающими предметами, собирать плавающих людей с водной поверхности в корпус (74 + 32 человека), буксировать плавающие средства с людьми (до 24 человек).

Экономичная эвакуационная амфибия AS40 (Helping hand) может быть срочно доставлена в любую точку земного шара транспортным самолетом, например «Русланом».

## Пожарный кран 180 м



Рис. 6. Гусеничный мобильный кран СМС 778

Высокое телескопирование головки верхней секции крана СМС 778 (рис. 6) позволяет формировать на его базе пожарный кран для тушения высотных зданий и сооружений. Такой пожарный кран может доставить пожарников и пожарное оборудование к вертикальной поверхности высотного здания (например, в окно здания).

Пожарный кран с восемью секциями телескопической стрелы позволяет установить гидромонитор с дистанционным управлением и подачей воды или пожаротушащего вещества на высоте до 124 м. Это позволяет обеспечить пожарную безопасность даже на самых высоких ветрогенераторах Е112 фирмы Enercon, гондолы с силовым электрооборудованием которых расположены на высоте 124 м.

С момента прибытия гусеничного мобильного крана СМС 778 на место работы он может поднять на высоту 124 м гидрант со шлангом или кабину для людей всего за 16–18 мин.

Нет технических препятствий, чтобы реализовать высотную модификацию пожарного крана СМС 778, которая может обеспечить подъем дистанционно управляемого пожарного гидромонитора, кабины с пожарниками и спасательным пожарным рукавом на высоту 180 м за 20–25 мин с момента прибытия крана на место работы.

### **Супертранспортер-монтажник грузоподъемностью 16 тыс. т**

500 экономичных гусеничных движителей Adaptiv под действием цифровой системы управления слаженно доставляют груз к месту монтажа груза. Точное расположение доставленного груза на месте монтажа гарантируют трехуровневая гидропневматическая подвеска совместно с цифровой системой управления.



Рис. 7. Экономичный высокоманевренный гусеничный транспортер Cr16000 при движении по пустынной территории с корпусом электростанции массой 16 тыс. т

Экономичный гусеничный движитель Adaptiv – мощный катализатор для новых комплексов.

### Список литературы

1. Гусеничные транспортеры-тягачи / В.С. Платонов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
2. Водченко О.П. О движении крайних опорных катков в составе гусеничного движителя крана // Вестник ХПИ. Вып. 48. – Харьков, 1999. – С 173–187.
3. А.с. № 1150144 СССР. Опорный каток гусеничного движителя транспортного средства / О.П. Водченко. – Оpubл. 1985, Бюл. № 14.
4. Водченко О.П. Взаимосвязь предварительного натяжения гусеничного обвода с его геометрическими параметрами // Известия вузов. Машиностроение. – 1984. – № 6. – С. 78–82.
5. А.с. № 1145588 СССР. Способ управления натяжением реверсивного тягового обвода / О.П. Водченко. – Оpubл. 15.10.1984.

# ВЫБОР СПОСОБА И РАЗРАБОТКА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ БОРЬБЫ С ЗИМНЕЙ СКОЛЬЗКОСТЬЮ НА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГАХ

**Г.А. Гурьянов, М.В. Дудкин**

Восточно-Казахстанский государственный технический  
университет им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск, Казахстан

*Проведен краткий анализ и выбран способ борьбы с зимней скользкостью на автомобильных дорогах, проведен анализ существующего оборудования для реализации выбранного способа, определены его недостатки и пути совершенствования, приведены разработанные авторами конструкции новых усовершенствованных рабочих органов.*

**Ключевые слова:** дорога, скользкость, рабочий орган, разрушение, лед.

В зимний период эксплуатации дорог существует возможность появления на дорожном покрытии ледяного слоя, который существенно затрудняет управление автомобилем, а иногда делает его невозможным.

После выпадения снега происходит его уплотнение под действием собственного веса и механического воздействия колес автотранспорта и рабочих органов машин, это приводит к образованию гололеда и скользкости на поверхности покрытия автомобильных дорог, что, в свою очередь, приводит к снижению коэффициента сцепления шин с покрытием. При этом длина тормозного пути транспортных средств увеличивается в 2,5–6,0 раз, расход топлива – до 85 %, увеличивается выделение отравляющих газов от транспортных средств и себестоимость перевозок [1].

В современных условиях, когда возрастают требования к безопасности движения и охране окружающей среды, особое внимание должно уделяться применению новых способов зимнего содержания автомобильных дорог и городских магистралей.

Исходя из этого, требуется правильно выбрать технологию и разработать конструкцию рабочего оборудования машин для борьбы с зимней скользкостью на дорогах, которая обеспечила бы качественное выполнение работ с долгосрочным и экологически и технически безвредным результатом по сравнению с существующими способами.

Образующиеся на дороге снежно-ледяные отложения, которые могут представлять опасность, по физическому состоянию и внешним признакам подразделяются на уплотненный снег (накат) и стекловидный лед [1].

Для борьбы с этими характерными видами скользкости применяют разные технологические операции. Среди них наиболее распространенные: механическое разрушение и удаление льда, обработка противогололедными материалами (химическими реагентами) и распределение фрикционных материалов на обледенелом покрытии дорог [1; 2; 3].

Главным недостатком способа борьбы с гололедом обработкой льда химическими реагентами [1; 2; 3; 4] является их вредное влияние на окружающую среду, поскольку в настоящее время абсолютно экологически чистых технологий не существует и не предвидится. Противогололедные реагенты вызывают засоление воды и почвы, наносят вред зеленым насаждениям городов, вызывают коррозию дорожных (мостовых) конструкций и коррозию автомобилей, оказывают неблагоприятное воздействие на асфальтобетонные и, особенно, цементобетонные дорожные покрытия.

Фрикционный способ борьбы с зимней скользкостью [1; 2; 3; 4] достаточно часто применяется в дорожных организациях в силу его простоты. Для ликвидации скользкости на дороге используются различные инертные, сыпучие материалы, повышающие сцепные качества покрытия: крупнозернистый песок, мелкий гравий, топливные шлаки, золы и т.п. Преимуществом этих материалов является снижение коррозии автомобилей и уменьшение вредного воздействия на окружающую среду, однако время их действия ограничено, так как они достаточно быстро отбрасываются с покрытия дороги колесами автомобилей. Кроме того, при фрикционном способе борьбы с зимней скользкостью снежно-ледяное покрытие не удаляется с поверхности дороги и при каждом снегопаде его толщина увеличивается, что увеличивает нагрузку на дорожное полотно, а при весеннем таянии на дороге образуется большое количество воды, загрязненной антифрикционными материалами (песком, шлаком, золой и др.), которые вместе с водой попадают в почву и водоемы, загрязняя окружающую среду, засоряют лотки городских дорог и водопропускные коммуникации, что приводит к подтоплению и другим негативным явлениям.

С этих позиций механический способ борьбы с зимней скользкостью [1; 2; 3; 4], заключающийся в разрушении и удалении снежно-ледяного образования с поверхности дороги, является наиболее безвредным для экологии способом, который, к тому же, не позволяет снегу скапливаться на дороге слоем большой толщины и приближает эксплуатационные характеристики дорожного покрытия к летним показателям. Недостатком же способа механического разрушения и удаления льда, при современных видах используемого для этого оборудования, является возможность повреждения асфальтобетонного или бетонного покрытия дороги, поскольку чаще всего для этого используются скальватели различных конструкций, например в виде отвала, плужка или клиньев ударно-соскребающего действия, которые чаще всего и повреждают покрытие дорог.

Поэтому возникает необходимость в поиске новых эффективных способов механического разрушения льда, которые отвечали бы следующим требованиям: исключали бы повреждение покрытия дороги в процессе удаления снега и льда; позволяли бы регулировать параметры воздействия на снежно-ледяное образование при изменении его свойств.

Добиться этого можно, применяя эффективные рабочие органы, способ воздействия которых на ледяное покрытие представляет собой удар, поскольку удар – самый энергонасыщенный и эффективный для разрушения вид воздействия. Однако для предотвращения разрушения покрытия дороги удар должен наноситься так, чтобы исключалось концентрированное воздействие и проникновение рабочего органа через лед в дорожное покрытие, для чего можно использовать условие меньшей прочности льда на сжатие по сравнению с асфальтобетоном, что позволит разрушать лед, практически не повреждая покрытие дороги.

Проведенный анализ изобретений в этой области позволил выявить ряд аналогов, реализующих вышеуказанный способ разрушения снежно-ледяного образования.

Например, рабочий орган по а.с. СССР № 1765275 (рис. 1), содержащий приводной барабан, упругие тяги, прикрепленные к барабану, рабочие насадки, выполненные в виде конусов и прикрепленные к концам тяг с расположением оснований конусов в сторону барабана. Предложенная конструкция рабочего звена совершает ударное, режущее и очистное воздействие одновременно, за счет чего повышается качество очистки дорожных покрытий и надежность работы устройства.

Этот же принцип используется и в другом рабочем органе по а.с. СССР № 1559034 (рис. 2). Он представляет собой барабан, на образующей которого закреплены цепи, установленные параллельно оси с зазором до его поверхности в средней части цепей. При вращении барабана цепи наносят последовательно удары по обледеневшему дорожному покрытию, разрушая слой тонкого льда за счет деформации ударного сжатия. После нанесения удара каждая цепь изгибается и проходит в зазоре между барабаном и дорожным покрытием. При этом пониженная на 20 % прочность льда на сжатие по сравнению с прочностью асфальтобетона и кинематика движения цепей предохраняют дорожное покрытие от разрушений.

Недостатками рассмотренных рабочих органов является то, что они имеют гибкие рабочие звенья, не обладающие упругостью, что снижает величину ударного воздействия, а также создает недостаточное усилие прижатия рабочего звена к очищаемой поверхности при протаскивании, что не позволяет использовать другие виды воздействия, помимо ударного, и не позволяет регулировать параметры воздействия. Все это снижает эффективность разрушения снежно-ледяного покрытия, обладающего собственной упругостью, и очистки поверхности. Кроме того, рабочий орган, показанный на рис. 1, может повреждать дорожное покрытие, так как имеет на конусных насадках острые кромки.



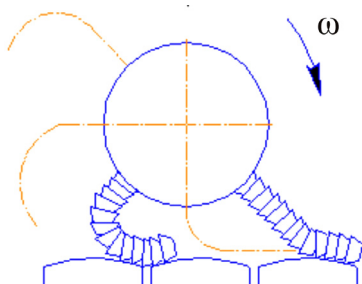


Рис. 1. Рабочий орган по а.с. СССР № 1765275

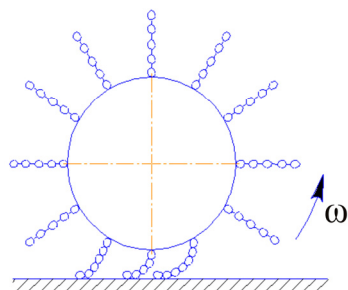


Рис. 2. Рабочий орган по а.с. СССР № 1559034

Для удаления слоя льда большой толщины необходимо применение рабочего органа того же принципа действия, но иной конструкции – с жесткими ударниками.

По одной из конструкций такой рабочий орган (рис. 3) содержит горизонтальный вал с дисками на концевых участках и дисками с эксцентриситетом относительно вала оси, на которых с возможностью свободного поворота размещены жесткие ударники в виде пластин. При поступательном движении рабочего органа параллельно поверхности вращения и вращении приводного вала с боковыми дисками создается сила удара, нормальная к поверхности дороги и обеспечивающая разрушение льда за счет напряжений ударного сжатия. При дальнейшем повороте рабочего органа ударники отклоняются назад и проскальзывают по поверхности дороги без ее повреждения.

Недостатком данного рабочего органа является то, что его рабочие звенья также не обладают упругостью, что создает недостаточное усилие прижатия рабочего звена к очищаемой поверхности при протаскивании, не позволяет использовать другие виды воздействия, помимо ударного, и регулировать параметры воздействия.

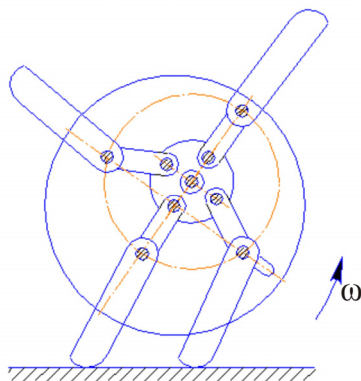


Рис. 3. Рабочий орган с жесткими ударниками

На основании изучения вышеприведенных и других аналогичных конструкций рабочих органов для разрушения льда в результате работы, проводимой авторами в Восточно-Казахстанском государственном техническом университете (ВКГТУ), выдвинуты идеи по их усовершенствованию в плане как использования других способов воздействия на разрушаемое покрытие (помимо ударного), так и дальнейшего снижения возможности повреждения дорожного покрытия. На основании выдвинутых идей к настоящему времени авторами на конструкции рабочих органов для разрушения льда на автодорогах получено шесть инновационных патентов на изобретения и оформляются еще две заявки на предполагаемые изобретения. В качестве примера приведем конструкции нескольких рабочих органов, разработанных в ВКГТУ.

Рабочий орган для разрушения льда на автодорогах (инновационный патент Республики Казахстан № 19930) содержит барабан, выполненный в виде металлического цилиндра, на который по спирали навита спиральная пружина (представляющая собой разрушающе-очистной элемент), концы которой прикрепляются к барабану. Барабан связан с приводным валом при помощи шлицевого соединения (рис. 4). При прижатии разрушающе-очистного элемента – спиральной пружины – к очищаемой поверхности, вращении барабана и передвижении спиральной пружины вдоль поверхности витки спиральной пружины совершают вибрационное движение, наносят микроудары, оказывают раздавливающее воздействие сверху, захватывают и отрывают от массива куски льда. Происходит соскабливание снежно-ледяного образования, а также раздавливание и раздробливание снега и льда между витками пружины. Поскольку витки спиральной пружины имеют в поперечном сечении форму круга, то это предохраняет дорожное покрытие от повреждений. При малом усилии прижатия рабочего органа к очищаемому покрытию возможно также нанесение углублений, канавок и насечек для увеличения коэффициента сцепления. Также при вращении рабочего органа без контакта с дорожным покрытием он может использоваться для предварительного смета разрушенного снега и льда.

Рабочий орган для разрушения льда на автодорогах (инновационный патент № 19931) содержит приводной барабан, на котором радиально закреплены разрушающе-очистные элементы в виде спиральных пружин. Приводной барабан связан с приводным валом при помощи шлицевого соединения (рис. 5).

Вращающийся от приводного вала и движущийся вдоль очищаемой поверхности приводной барабан приближает к очищаемой поверхности. В процессе движения разрушающе-очистного элемента сверху вниз происходит удар по очищаемой поверхности и раскалывание льда за счет деформации ударного сжатия, при этом за счет жесткой связи витков спиральной пружины между собой в ударное воздействие вовлекается вся масса разрушающе-очистного элемента, что позволяет разрушать уплотненный снег и лед большой толщины и прочности. При дальнейшем повороте приводного барабана

каждая спиральная пружина, проходя в зазоре между барабаном и дорожным покрытием, соскабливает лед и снег с очищаемой поверхности за счет гибкости и упругости спиральной пружины. При протаскивании также происходит раздавливание и раздробливание снега и льда между витками спиральной пружины. Поскольку витки спиральной пружины имеют в поперечном сечении форму круга, то это предохраняет дорожное покрытие от повреждений.

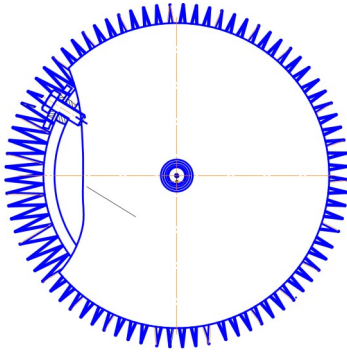


Рис. 4. Рабочий орган по инновационному патенту РК №19930

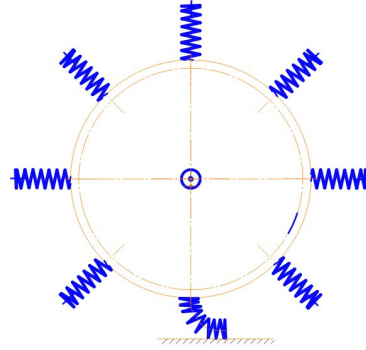


Рис. 5. Рабочий орган по инновационному патенту РК № 19931

Рабочий орган для разрушения льда на автодорогах (инновационный патент Республики Казахстан № 23190) содержит приводной барабан, на котором радиально закреплены разрушающе-очистные элементы, состоящие из упругих тяг, прикрепленных к барабану, и рабочих насадков, установленных на тягах и выполненных в виде набора тарельчатых пружин. На концах упругих тяг установлены винты с гайками. Приводной барабан приводится во вращение через вал (рис. 6).

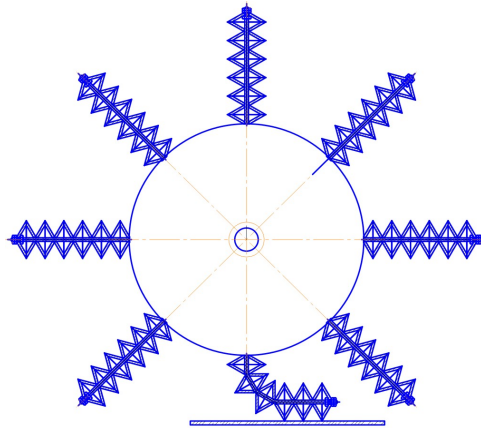


Рис. 6. Рабочий орган по инновационному патенту РК № 23190

Перед началом работы можно установить необходимую упругость разрушающе-очистных элементов посредством винтов и гаек, что расширяет технологические возможности рабочего органа. Вращающийся от вала и движущийся вдоль очищаемой поверхности приводной барабан приближают к очищаемой поверхности. При движении разрушающе-очистного элемента сверху вниз происходит удар по очищаемой поверхности и раскалывание льда за счет деформации ударного сжатия, при этом за счет упругой связи рабочих насадков между собой в ударное воздействие вовлекается вся масса разрушающе-очистного элемента, что позволяет разрушать снег и лед большой толщины и прочности. При дальнейшем повороте приводного барабана каждый разрушающе-очистный элемент проходит в зазоре между барабаном и дорожным покрытием, соскабливая лед и снег с очищаемой поверхности. При протаскивании также происходит раздавливание и раздробливание снега и льда между рабочими насадками. Поскольку кромки рабочих насадков, контактирующие с обрабатываемой поверхностью, выполнены скругленными, это предохраняет дорожное покрытие от повреждений. Усилие прижатия разрушающе-очистного элемента может регулироваться в зависимости от свойств разрушаемого снежно-ледяного образования, что расширяет технологические возможности рабочего органа.

Таким образом, в ВКГТУ разработаны новые запатентованные конструкции рабочих органов, отличительной особенностью и существенным преимуществом которых является то, что их рабочие звенья обладают гибкостью в сочетании с регулируемой упругостью, что обеспечивает им свойства как гибких, так и жестких ударников, позволяет регулировать параметры разрушающего воздействия и использовать для разрушения разные виды воздействий, а также разрушать слой льда большой толщины, но самое главное то, что предлагаемые рабочие органы в силу особенностей конструкции и принципа действия при разрушении льда не повреждают дорожное покрытие.

### Список литературы

1. Гусьев Л.М. Борьба со скользкостью городских дорог. – М.: Стройиздат, 1964. – 29 с.
2. Дорожно-строительные машины и комплексы: учебник для вузов / В.И. Баловнев [и др.]; под общ. ред. В.И. Баловнева. – М.: Машиностроение, 1988. – 384 с.
3. Дорожно-строительные машины и комплексы: учебник для вузов / В.И. Баловнев [и др.]; под общ. ред. В.И. Баловнева. – 2-е изд. доп. и перераб. – М.; Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
4. Дорожные машины: в 2 ч. Ч. II. Машины для устройства дорожных покрытий: учебник для вузов / К.А. Артемьев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 396 с.

## ПЕРЕРАБОТКА ШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

**А.А. Карташов, А.И. Проскурин, Г.Н. Симакина,  
Н.В. Смирнов, В.В. Бизиков**

Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства, Россия

*В настоящее время в связи с выросшим уровнем автомобилизации проблема утилизации изношенных шин и их элементов имеет большое значение для многих регионов страны. Совершенствуются технологии по переработке резино-технических изделий и используемое при этом оборудование.*

***Ключевые слова:** утилизация, изношенные шины, переработка шин, криотехнология, металлокорд.*

Проблема переработки и использования изношенных автошин имеет важное экономическое и экологическое значение. Вышедшие из эксплуатации изношенные шины являются источником загрязнения окружающей среды, носящим длительный характер, они не подвергаются биологическому разрушению и требуют постоянного наращивания площадей для хранения. В России и СНГ ежегодный объем выбрасываемых автошин оценивается цифрой более 1 млн т. Только в Московском регионе, по экспертным оценкам, образуется ежегодно от 70 до 90 тыс. т изношенных шин. Из этого объема порядка 10 тыс. т перерабатывается на Чеховском регенератном заводе и на Тушинском заводе по переработке РТИ, а остальная масса шин оказывается на подмосковных полигонах, несанкционированных свалках, пригородных лесах, довольно часто загорается, усугубляя и без того непростую экологическую обстановку в регионе. В Санкт-Петербурге и Ленинградской области около 60 тыс. т б/у автошин.

Производство шин в России в 2003 году (тыс. шин в год):

- 1) Нижнекамскшина – 10 696;
- 2) Яршина – 6307;
- 3) Омскшина – 5210;
- 4) Кировский шинный завод – 3836;
- 5) Волтайр – 2889;
- 6) Воронежский шинный завод – 2213;
- 7) Московский шинный завод – 2014;
- 8) Уральский шинный завод – 1980;
- 9) Матадор-Омскшина – 1528;
- 10) Сибирская шина – 1035;
- 11) Барнаульский шинный завод – 405;
- 12) Петрошина – 232.

Идет непрерывное накопление изношенных шин, а перерабатывается всего лишь около 20 % от их числа. Изношенные шины представляют собой самую крупнотоннажную продукцию полимерсодержащих отходов, практически не подверженных природному разложению, поэтому переработка и вторичное использование вышедших из эксплуатации шин имеют важное экономическое и экологическое значение.

Вместе с тем изношенные автошины являются источником ценного вторичного сырья: резины (каучука), сажи (практически чистого углерода), металла и синтетического корда. 90 % всех резиносодержащих отходов находятся в шинах и представляют огромный резерв сырья. При наметившейся в промышленности невосполнимости материальных ресурсов большое значение приобретает эффективное использование вторичного сырья.

Шины представляют собой ценное полимерное сырье: в 1 т шин содержится около 700 кг резины, которая может быть повторно использована для производства топлива, резинотехнических изделий и материалов строительного назначения. В то же время если сжечь 1 т изношенных шин, то в атмосферу выделится 270 кг сажи и 450 кг токсичных газов.

Собственно утилизация шин развивается по следующим направлениям:

- восстановление изношенных протекторов для повторного их использования;
- измельчение шин механическим способом при температуре окружающей среды и с применением глубокого охлаждения на одной из стадий механического измельчения, при этом в качестве хладагента используется жидкий азот либо охлажденный воздух;
- термическая деструкция шин – метод, при котором происходит разложение резины при высокой температуре;
- переработка предварительно измельченных шин с применением микроволновой техники;
- переработка шин с применением озона;
- разложение при помощи химических растворителей;
- пиролиз шин.

К настоящему времени в ряде индустриально развитых стран разработаны, широко применяются различные технологические способы и оборудование для переработки автотракторных шин, но наибольшее распространение получила «резательная технология», требующая громадных энергозатрат, громоздкого и дорогостоящего оборудования, высококачественного, а соответственно, дорогостоящего инструмента.

В последнее время появились новые технологии дробления изношенных шин, в первую очередь криогенная. По этой технологии шину вначале замораживают, после чего ее разрушают. Вследствие замораживания процесс разрушения, и главное отделения металлокорда, упрощается. Эта технология особенно распространена в США, а получаемый порошок резины называется криорезиной.

Над решением проблем утилизации шин и создания соответствующего технологического оборудования работает множество фирм и отечественных научных и исследовательских организаций [1, с. 3–60], однако эти работы ведутся без достаточного финансирования, с ориентацией на устаревшие технологические схемы с усовершенствованием оборудования 50-х гг. прошлого века [1, с. 65–98].

Следует отметить, что в последние годы наметился технический прогресс ввиду применения криогенной техники, позволяющей проводить вулканизат из недробимого в достаточно хрупкий, а потому дробимый материал. Однако применяемые для дробления тихоходные гидропрорезы, являющиеся не только малопроизводительным, но и весьма дорогостоящим оборудованием, требуют использования комплектных, достаточно мощных маслососных станций с установочной мощностью электроприборов от 50 кВт и более, а также целого шлейфа не менее дорогостоящего оборудования для последующего тонкого измельчения вулканизата, и тонкоизмельченного синтетического и металлического корда, например радиальных шин.

С целью глобального решения проблемы шин предлагается физико-химическая технология утилизации шин с предварительным глубоким замораживанием и последующим тонким измельчением вулканизата посредством использования побочных продуктов криогенной техники: водорода и кислорода при их стехиометрическом соотношении с получением гремучего газа, используемого для газозрывного тонкого измельчения вулканизата без разрушения синтетического и металлокорда с применением встречно расположенных пневмоцилиндров с дробящими плитами и размещенной между ними дробимой шиной.

Установка дробления шин (УДШ) предназначена преимущественно для предварительно замороженных азотом или охлажденных воздухом шин и им подобных крупногабаритных изделий с целью их последующей утилизации или переработки в полуфабрикаты.

Дело в том, что известные щековые, валковые, молотковые и им подобные дробилки предназначены в основном для дробления твердокаменных или вязкопластичных материалов с ограничением, как правило, по их наибольшей крупности от 0,2 до 0,02 м, а их использование для дробления и тонкого измельчения шин оказалось неэффективным и применение новых дробилок с использованием традиционных способов для измельчения шин режущими или истирающими инструментами является крайне малоэффективным ввиду их высокой энергоемкости и чрезвычайно быстрого и интенсивного износа инструментов, о чем свидетельствует производственный опыт, например Волжского завода по утилизации шин и московского АО «ЭКОШИНА».

Однако следует признать, что в последние годы в США, Австрии, Японии и других развитых странах отмечается значительный прогресс в утилизации шин с их замораживанием жидким азотом, и некоторые отечественные предприятия замораживают шины охлажденным воздухом с расходом элект-

троэнергии до 200 кВт·ч, превышающим многократно усредненный удельный расход электроэнергии.

Технология утилизации шин с их глубоким замораживанием посредством охлажденного воздуха является высокорентабельной, как показывает опыт наиболее развитых стран, что обеспечивает переход вулканизата шин из упруговязкого в достаточно хрупкое состояние с минимизацией удельных затрат на его последующее дробление и тонкое измельчение до минимально необходимых фракций.

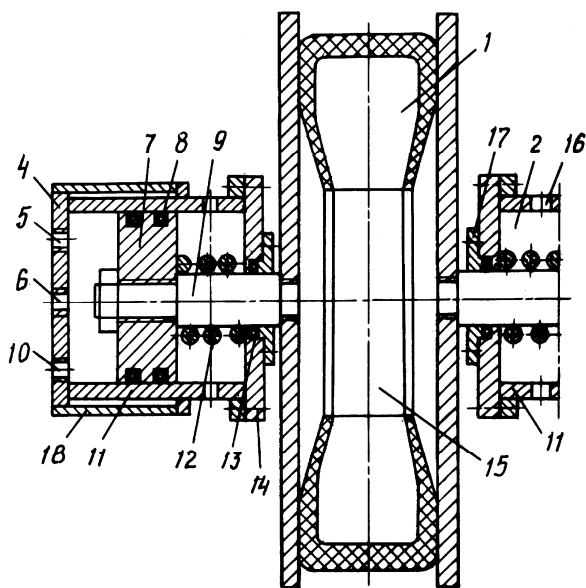


Рис. 1. Схема установки по разрушению шины

Установка (рис. 1) включает дробящие плиты *1*, между которыми размещена соосно дробимая замороженная шина *15*. Плиты *1* соосно закреплены на внешних концах штоков *9*, пневмоцилиндров *2*, неподвижно закрепленных на опорных конструкциях приемного бункера и обращенных встречно и соосно передними крышками *14* друг к другу. Их штоки *9* неподвижно закреплены к толкающим поршням *7*, оснащенным безискровыми графитопластовыми компрессионными кольцами *8*. Между передними крышками *14* с графитопластовыми герметизирующими кольцами *13* и поршнями *7* концентрично штокам *9* размещены возвратные пружины сжатия *12*. Корпуса пневмоцилиндров *12* имеют выхлопные отверстия *16* для сброса порций сжатого воздуха и имеют концентричные водоохлаждаемые кожухи *16*, которые привариваются к задним торцевым стенкам *4*. Торцевые стенки *4* имеют резьбовые отверстия *5* и *10* для герметичного закрепления штуцеров для подачи водорода и кислорода и центральные осесимметричные отверстия *6*, предназначенные для резьбового закрепления запальных или искровых свечей зажигания (при взрывном



способе разрушения) и при заглушивании отверстий 5 и 10 (болтами) могут использоваться для герметичного закрепления клапанов подачи сжатого воздуха.

Работает установка после дозированной подачи от криогенной машины или электролизера водорода через отверстие 5 и кислорода отверстием 10, или с подачей сжатого воздуха через отверстие 6, где при использовании гремучего газа или иного углеводородного топлива закреплены искровые или запальные свечи с подачей синхронных электроимпульсов, обеспечивающих одномоментные взрывы топлив в подпоршневых объемах поршней 7 с передачей энергий взрывов посредством штоков 9 дробящим плитам 1, которые за счет встречных лобовых и синхронных ударных воздействий на дробимую шину 15 обеспечивают ее смятие с дроблением или тонким измельчением вулканизата, падающего под действием силы тяжести в приемный бункер 3 с последующей подачей тканевого или металлокорда, например электроталью с гибкой подвеской, и их раздельной утилизацией в очищенном от вулканизата виде, чего невозможно обеспечить другими дробилками.

Резиновая крошка, полученная в результате переработки изношенных автотопкрышек, имеет многочисленные и перспективные области дальнейшего практического применения, что при эффективной организации маркетингового сопровождения безусловно обеспечит ее быструю и устойчивую реализацию на отечественном и зарубежном рынках, а также эффективное вовлечение в высокорентабельное производство конкурентоспособных изделий.

Одной из немаловажных проблем является складирование и дальнейшая переработка металлокорда, получаемого после отделения резины.

Жгутозакручивающая установка (ЖЗУ) предназначена для утилизации металлокорда, получаемого раздельным способом, например на пневмоударной установке, с его отделением от вулканизата автомобильных и тракторных шин и закручиванием в компактные жгуты с последующей их реализацией по ценам качественного металлолома.

Следует отметить, что при массовой утилизации проволочных и стружечных металлоотходов на бывших предприятиях «Вторчермета» применяются громоздкие, металло- и энергоемкие установки с мощными гидропрессовыми устройствами, требующими шлейфа вспомогательного оборудования, а также высококвалифицированного персонала, а доставка сырья в соломообразном виде требует нерациональных и немалых транспортных расходов, зачастую превышающих стоимость брикетированного металлолома, и обходится дороже.

Жгутозакручивающая установка (рис. 2) включает длинноходовой пневмоцилиндр 1 с закрепленным на внешнем конце его штока первым Г-образным зацепным устройством 4 со съемным шкворнем 5 и вторым идентичным Г-образным зацепным устройством 4, соосно закрепленным на приводном валу мотора-редуктора 6, размещенного на собственной станине 7, и захватно-стопорное устройство 3, неподвижно закрепленное на опорной станине 10 пневмоцилиндра 1. Работает жгутозакручивающая установка при подаче сжатого воздуха в запоршневой объем пневмоцилиндра 1 и рабочем ходе штока, который зацепным устройством 4 обеспечивает линейное растяжение металлокорда 8.

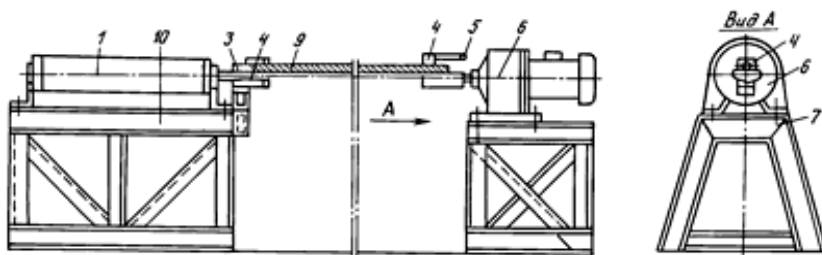


Рис. 2. Схема жгутозакручивающей установки

К опорной станине 10 пневмоцилиндра 1 неподвижно закреплено П-образное хватно-стопорное устройство 3, внутренние размеры которого соответствуют внешним Г-образного зацепного устройства 4, и в стартовом положении утилизируемый металлокорд фиксируется шкворнями 5 на зацепных устройствах 4, соосных хватно-стопорному устройству 3.

Работает ЖЗУ при подаче сжатого воздуха в запоршневой объем пневмоцилиндра 1 и в рабочем ходе штока, который зацепным устройством 4 обеспечивает линейное растяжение металлокорда на стадии упругих деформаций, а в конце рабочего хода зацепное устройство 4 штока попадает в хватно-стопорное устройство 3, обеспечивающее его пространственную фиксацию.

Включением мотор-редуктора 6 обеспечивается закручивание металлокорда в плотный жгут с пластическими деформациями его составляющих проволок при частоте вращения мотор-редуктора 6 до  $1 \text{ с}^{-1}$ .

В общем, как это очевидно из приведенного описания ЖЗУ, его конструктивные решения и принцип действия являются предельно простыми, металло- и энергопотребление минимизированы, а за счет быстрого действия пневмоцилиндра, даже при тихоходности мотор-редуктора, обеспечивается высокая производительность, составляющая до 30 жгутов в час с получением до полутона в час качественного металлокорда.

Проблема переработки изношенных автомобильных шин и вышедших из эксплуатации резинотехнических изделий имеет большое экологическое и экономическое значение для всех развитых стран мира. А невосполнимость природного сырья диктует необходимость использования вторичных ресурсов с максимальной эффективностью.

### Список литературы

1. Топилин В.М., Карминский В.Д. Использование изношенных шин. – Ростов, 2001.
2. Леонов Д.И., Леонов И.В. Энергетический анализ машин для измельчения шин // Экология и промышленность России. – 2001. – № 4. – С. 40–42.
3. Литвин О.Б. Основы технологии синтеза каучуков. – М., 1984.
4. Теплофизические свойства материалов / Н.Г. Кожевников [и др.]. – М., 1982.
5. Различные области применения холода: сб. ст. – М., 1985.

## ПОВЫШЕНИЕ СВОЙСТВ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ ДЛЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

**А.В. Гвоздев, В.П. Расщупкин, В.В. Акимов, Р.Б. Баязитов**

Сибирская государственная автомобильно-дорожная  
академия (СибАДИ), г. Омск, Россия

*Оптимизация режимов термической обработки для обеспечения максимальной теплостойкости режущего инструмента из быстрорежущей стали, а также выяснение причины несоответствия балла зерна аустенита с мартенситным баллом. Предложены два опытных режима термообработки для повышения работоспособности режущего инструмента.*

**Ключевые слова:** *быстрорежущие стали, термическая обработка, теплостойкость, аустенит, мартенсит.*

В практике термической обработки инструмента из быстрорежущей стали при входном контроле быстрорежущих сталей типа Р12Ф2К8М3, Р6М5 и других имеют место случаи пониженной теплостойкости и разнотерности. Основная причина такого явления заключена в особенностях металлургического передела этих сталей. В некоторых плавках заказчиком был выявлен вид дефекта в микроструктуре быстрорежущих сталей, выражающийся в том, что диаметр зерна аустенита после закалки оказывается меньше длины иглы мартенсита после отпуска. Таким образом, имеется несоответствие баллов аустенита и мартенсита.

Сведения о таком виде дефекта отсутствуют в литературе. Да и сам факт существования подобного дефекта сомнителен. Это противоречит основам теории мартенситного превращения: мартенситная игла не может пересекать границу зерна аустенита. Данное противоречие, возможно, возникло по нижеперечисленным причинам:

1) В высоколегированных быстрорежущих сталях в местах со значительной карбидной неоднородностью рост зерна аустенита начинается при температуре нагрева меньше обычной на 15 °С [1; 2]. Это объясняется тем, что поскольку крупные карбиды практически не растворяются при нагреве, то близлежащие зерна аустенита имеют меньшую степень легирования и большую склонность к росту. В результате после закалки с оптимальной температуры получается структура аустенита с общим средним баллом 10–11 и отдельные зерна аустенита 8–9-го баллов, расположенные в местах скопления крупных карбидов. Естественно, что после отпуска в крупных зернах аустени-

та будут отчетливо видны крупные иглы мартенсита 3–4-го баллов, но границу зерна игла мартенсита все-таки не пересекает.

2) Возможно, что определение мартенситной структуры проводилось на быстрорежущей стали после недостаточно качественного отпуска. В структуре такой стали, содержащей более 30 % аустенита, иглы мартенсита смотрятся значительно крупнее, так как мартенситная игла простирается через все зерно аустенита. И только полноценный отпуск приводит к дроблению мартенсита и получению нормальной структуры, по которой и надо определять балл мартенсита.

3) Применяемые камерные печи для отпуска закаленного инструмента не обеспечивают проведение полноценного отпуска. Кроме того, отсутствует контроль за скоростью охлаждения при отпуске, что является важным особенно при охлаждении ниже температуры  $M_n$ . Для проведения качественного отпуска закаленного инструмента необходимо применять нагрев в соляной ванне, который исключает недостатки камерных печей.

Таким образом, говорить о несоответствии баллов аустенита и мартенсита неправомерно, можно говорить лишь о неравномерности аустенитной структуры, возникающей из-за карбидной неоднородности, или о наличии некачественного отпуска.

Кардинальным способом уменьшения карбидной неоднородности является металлургический передел. С помощью термической обработки уменьшить карбидную неоднородность трудно. Из литературных источников известно, что можно уменьшить карбидную неоднородность путем термоциклирования выше и ниже температуры  $A_1$  [3; 4; 5]. В работе [4] предлагается выполнить 4–6 циклов в интервале температур 850–650 °С, а затем при температуре 880–920 °С провести деформирование в изотермических условиях со степенью деформации 40–50 %. Авторами этих исследований утверждается, что применение способа позволяет более чем в 2 раза снизить балл карбидной неоднородности.

В данной работе проводилось исследование забракованных по баллу мартенсита и аустенита образцов проката быстрорежущей стали нормальной производительности Р18, Р6М5 различных плавок, повышенной производительности Р12Ф2К8МЗ и образцов из порошковой быстрорежущей стали Р6М5ФЗ.

В образцах проката быстрорежущей стали зерно аустенита выявлялось после закалки по двум режимам:

1) подогрев до 850 °С, окончательный нагрев до 1270 °С, охлаждение в ванне БНК до 560 °С с последующим охлаждением на воздухе;

2) подогрев до 850 °С, окончательный нагрев до 1270 °С, охлаждение в масле.

Для выявления границ зерен применялся реактив Виллеса, а также использовалось электролитическое травление в 10%-ном растворе щавелевой кислоты. Чтобы исключить хоть какое-то влияние перегрева для определения балла мартенсита отбирались образцы с баллом аустенитного зерна 11–12.

Поскольку выявить структуру мартенсита в закаленной быстрорежущей стали крайне трудно, то обычно требуется хотя бы кратковременный нагрев (6–8 мин) в расплавленной соли при 550 °С. Реактив Виллеса более или менее надежно выявляет мартенсит после закалки. Однако при исследовании структуры мартенсита после трехкратного отпуска результаты получаются неоднозначные. Наибольший размер игл наблюдается непосредственно после закалки. В нескольких образцах обнаружены иглы длиной 5–6 мкм (несколько игл в поле зрения окуляра) при среднем диаметре зерна аустенита 8 мкм. При такой оценке мартенсита следует принимать балл 3–4.

При последующих отпусках за счет превращения аустенита и возникающих при этом упругих напряжений происходит дробление игл мартенсита, увеличивается травимость, и наибольшая длина игл мартенсита не превышает 2–3 мкм, что соответствует 2–3 баллам, которые не являются браковочным признаком. Пересечение большеугловых границ иглами мартенсита и наблюдается, в каком бы состоянии сталь не находилась. На рис. 1 представлена микроструктура стали P18 с наличием остаточного аустенита и игл мартенсита.

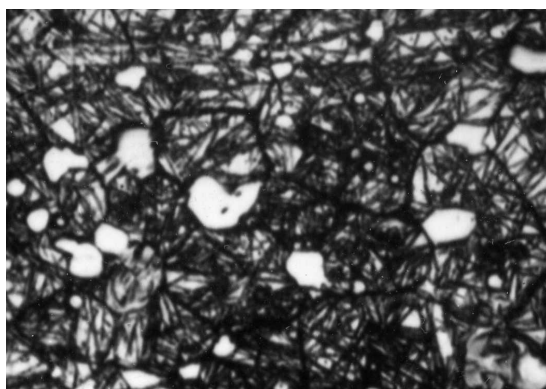


Рис. 1. Микроструктура стали P18 после закалки и однократного отпуска при 550 °С (10 мин) (увеличение в 1000 раз)

Следует заметить, что изучение мартенсита по стандартной методике в такой сложнелегированной стали, как быстрорежущая, сопряжено с определенными трудностями. Длина игл мартенсита с баллом 1 равна 0,2 мм при увеличении в 1000 раз. Разрешающая способность человеческого глаза как раз и равна 0,2 мм и потому говорить о каких-то деталях мартенсита не приходится. Если балл мартенсита 2, то длина иглы при стандартном увеличении равна 2 мм – величина осязаемая, но ситуацию осложняют первичные, вторичные и третичные карбиды, на которые приходится 8–12 % площади шлифа. Для получения сопоставимых результатов из разных лабораторий нужно либо иметь специализированную и согласованную методику определения балла мартенсита, либо структурный контроль термически упроченной стали вести по баллу зерна аустенита [6].

При исследовании образцов из порошковой быстрорежущей стали Р6М5Ф3 обнаружено, что такие стали дают после закалки очень мелкое зерно аустенита (балл 11–12), что объясняется в первую очередь хорошим растворением карбидов. В таком аустените должен образовываться мартенсит баллов 1 и 2, так как переход большеугловых границ приводит к срыву когерентности  $\gamma$ - и  $\alpha$ -фаз. К тому же следует иметь в виду, что увеличение диаметра зерна аустенита в 4 раза ведет к увеличению игл мартенсита в 1,5 раза [2]. Ложный балл мартенсита возникает либо за счет карбидных и интерметаллидных фаз, либо, чаще всего, за счет частичного бейнитного превращения. На рис. 2, 3 показана микроструктура стали Р6М5, которая в процессе закалки подвергалась изотермической выдержке при 260 °С. Пластины бейнита из-за их способности к диффузионному росту в отличие от мартенсита имеют большую длину и своим присутствием затрудняют металлографическую идентификацию фаз.

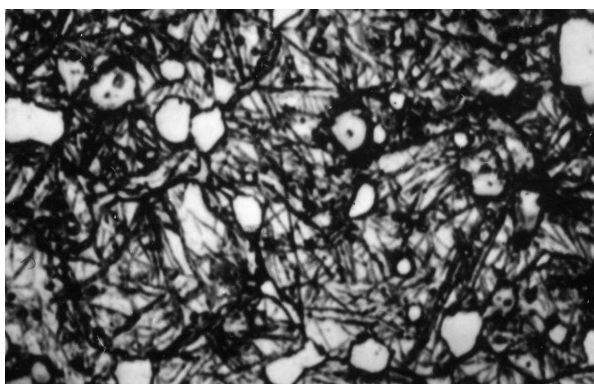


Рис. 2. Микроструктура стали Р6М5 после закалки и однократного отпуска при 550 °С (10 мин) (увеличение в 1500 раз)

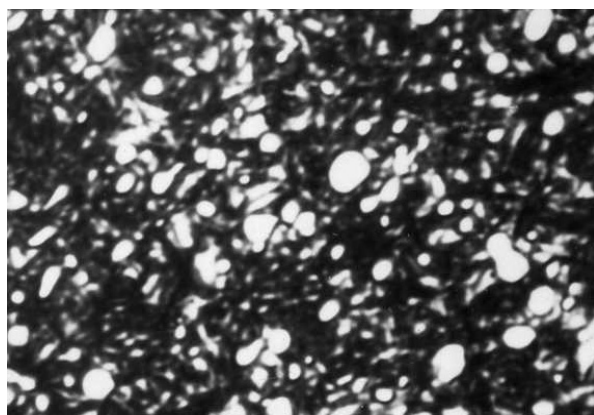


Рис. 3. Микроструктура стали Р6М5 после трехкратного отпуска (увеличение в 1000 раз)

При металлорежущей обработке высокопрочных нержавеющей сталей, титановых и других труднообрабатываемых сплавов к инструментам предъявляются повышенные требования. Одним из важнейших критериев работоспособности инструмента является теплостойкость. В настоящей работе предпринята попытка увеличения теплостойкости сталей Р12Ф2К8МЗ и Р6М5, применяемых для изготовления фрез.

Основными предпосылками для разработки оптимального режима термической обработки приняты следующие признаки:

– прочность и ударная вязкость стали обеспечивается мелким зерном аустенита (балл 10–12);

– теплостойкость стали должна превышать, предусмотренную ГОСТ 19265–73, на 10–20 °С.

Результаты, полученные по предлагаемой технологии термической обработки ТО–2 с изотермической выдержкой при 260 °С в течение 4 ч (рис. 4), сопоставлялись с общепринятой технологией ТО–1 (рис. 5).

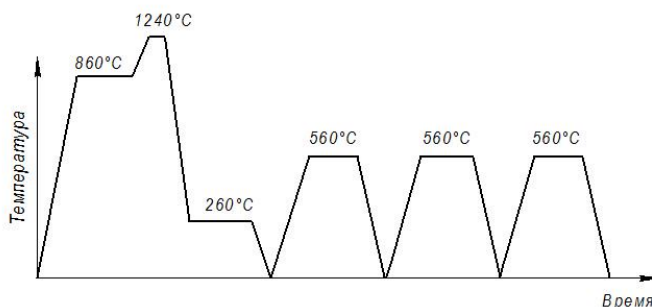


Рис. 4. Режим термической обработки (обработка ТО–2)

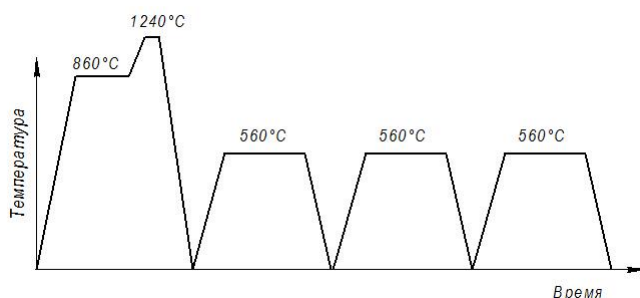


Рис. 5. Режим термической обработки (обработка ТО–1)

При анализе твердости и теплостойкости стали Р12Ф2К8МЗ, обработанной по приведенным выше технологиям (табл. 1), видно, что при одинаковом размере зерна аустенита после закалки сталь, обработанная по режиму ТО–2, имеет теплостойкость на 20 °С выше в сравнении со стандартным режимом.

Таблица 1

Твердость и теплостойкость стали P12Ф2К8МЗ,  
обработанной по режимам ТО–1 и ТО–2

Режим ТО	Твердость после закалки, HRC	Балл зерна ауст.	Твердость после отпуска, HRC			Теплостойкость, HRC	
			1-кратн.	2-кратн.	3-кратн.	640 °С (4 ч)	660 °С (4 ч)
ТО–1	61	12	66	67	67	58	55
ТО–2	53	12	64	65	67	60,5	58

Влияние изотермической выдержки при 260 °С в течение 4 ч в процессе закалки стали P6M5 показало положительные результаты в плане повышения предела прочности и ударной вязкости (табл. 2).

Таблица 2

Механические свойства стали P6M5,  
обработанной по режимам ТО–1 и ТО–2

Режим ТО	Твердость после закалки, HRC	Балл зерна аустенита	Теплостойкость, при 640 °С (4 ч), HRC	$\sigma_b$ , МПа	КС, МДж/м <sup>2</sup>
ТО–1	62	11	59	2825	0,20
ТО–2	63	11	60	3250	0,25

Низкая твердость быстрорежущей стали, закаленной с применением изотермической выдержки при 260 °С, говорит о том, что в структуре сохраняется большее количество остаточного аустенита. Для выяснения влияния остаточного аустенита на вторичную твердость и теплостойкость стали P12Ф2К8МЗ были подобраны режимы технической обработки, позволяющие получать различное его количество. Количественный фазовый анализ проведен по методу гомологических пар. В табл. 3 приведены результаты исследований.

Как видно из табл. 3, наивысшую теплостойкость сталь марки P12Ф2К8МЗ получает после термообработки, обеспечивающей после закалки 30–35 % остаточного аустенита. Инструмент обрабатывался по следующему режиму:

- предварительный подогрев до  $t = 820$  °С (10 мин);
- окончательный нагрев при  $t = 1240$  °С (1,6 мин);
- изотермическая выдержка при  $t = 260$  °С (240 мин) с охлаждением на воздухе;
- 3-кратный отпуск при  $t = 560$  °С по 1 ч с охлаждением на воздухе.



Влияние количества остаточного аустенита  
на теплостойкость стали P12Ф2К8М3

Режим ТО	Твердость после закалки, HRC	Кол-во остаточн. аустенита	Твердость после отпуска, HRC			Теплостойкость 640 °С (4 ч), HRC
			1-кратн.	2-кратн.	3-кратн.	
$T_{\text{зак}} = 1230 \text{ }^\circ\text{C}$ , масло	63	30	67	67,5	67	58,5
$T_{\text{зак}} = 1230 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_{\text{изо}} = 260 \text{ }^\circ\text{C}$ (5 мин), $T_{\text{изо}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ (30 мин), $T_{\text{изо}} = 260 \text{ }^\circ\text{C}$ (4 ч), воздух	57	46	66	67,5	68	60
$T_{\text{зак}} = 1230 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_{\text{изо}} = 260 \text{ }^\circ\text{C}$ (5 мин), $T_{\text{изо}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (30 мин), $T_{\text{изо}} = 260 \text{ }^\circ\text{C}$ (4 ч), воздух	60,5	35	67	68	68	60

Твердость после отпуска 66 HRC, теплостойкость 60 HRC при 640°С (после 4 ч). Учитывая, что твердость после 3-кратного отпуска оказалась ниже предельно возможной, фрезы подвергли дополнительному 2-кратному отпуску при 560 °С по 1 ч. Однако вопреки ожиданиям, твердость инструмента снизилась до 36,5 HRC, что для данного типа инструмента оказалась недопустимым. Испытания оказались неудачными. Фрезы вышли из строя по причине смятия режущих кромок.

Известно, что понижение температуры первого отпуска с 560 до 350 °С приводит к выделению промежуточного карбида цементитного типа, который, будучи кристаллографически сопряженным с матрицей, позволяет при дальнейших отпусках получать равномерное распределение специальных карбидов [2]. Подобное равномерное распределение карбидов возможно получить и при другом режиме обработки [7]:

- первый отпуск со ступенчатым нагревом от 280 до 560–620 °С;
- последующий одно- и двукратный отпуск при 530–540 °С.

Ступенчатый отпуск позволяет получить дисперсные равномерно распределенные карбиды вольфрама и молибдена. На основании изложенного предложены два метода обработки стали. На рис. 6, 7 представлены схемы термической обработки ТО–3, ТО–4 с целью повышения вторичной твердости и теплостойкости исследуемой стали.

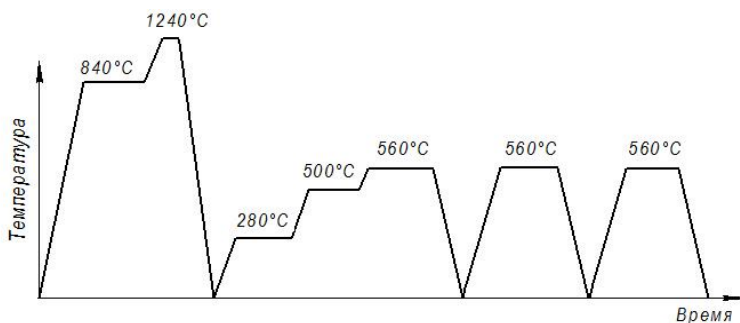


Рис. 6. Режим обработки ТО-3 стали P12Ф2К8МЗ

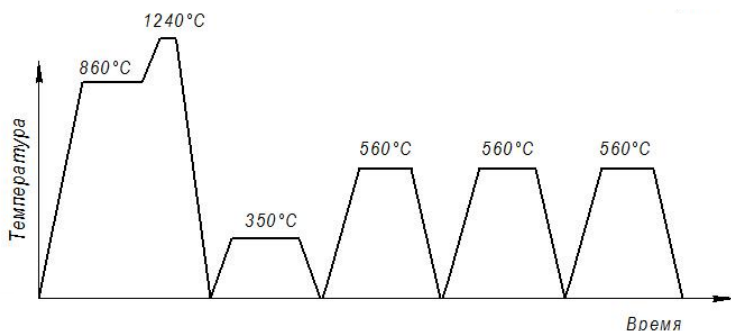


Рис. 7. Режим обработки ТО-4 стали P12Ф2К8МЗ

В табл. 4 приведены результаты, связанные с определением вторичной твердости и теплостойкости стали P12Ф2К8МЗ, обработанной по вышепредложенным режимам. По опытным режимам ТО-3 и ТО-4 были обработаны партии фрез (ТО-3 – 46 шт., ТО-4 – 47 шт.) и переданы на испытания.

Таблица 4

Свойства стали P12Ф2К8МЗ, обработанной по режимам ТО-3 и ТО-4

Режим закалки	Размер зерна аустенита	Отпуск стали	HRC <sub>3</sub>	Теплостойкость после 4 ч при 640 °С, HRC <sub>3</sub>
T <sub>зак</sub> = 1240 °С, масло	11	ТО-3	68,5	61
T <sub>зак</sub> = 1240 °С, масло	11	ТО-4	67,5	60

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Качество термообработки следует определять по баллу зерна аустенита. Использование балла мартенсита с целью выбраковки инструмента после термообработки является мероприятием сомнительным, экономически неэффективным. Определение балла мартенсита следует вести по специально препарированным шлифам с использованием растрового электронного микроскопа.

2. Исследования по несоответствию балла зерна аустенита с мартенситным баллом показали, что причиной может являться либо скопление карбидноинтерметаллидных фаз, либо наличие частичного бейнитного превращения. Одна из них заложена в металлургической наследственности стали, другая связана с существующим технологическим процессом обработки инструмента.

3. Рекомендовано на предприятии для проведения качественного отпуска закаленного инструмента использовать соляную ванну вместо камерных печей.

4. Изучены структурные изменения в быстрорежущих сталях, протекающие в процессе отпуска, и предложены два режима отпуска для повышения работоспособности инструмента. По опытным режимам обработаны две партии фрез, которые прошли испытания в условиях производства и показали положительные результаты.

### Список литературы

1. Артингер И. Инструментальные стали и их термическая обработка. – М.: Металлургия, 1982. – 312 с.

2. Геллер Ю.А. Инструментальные стали. – М.: Металлургия, 1983. – 526 с.

3. А.с. 1516499 СССР, МКИ С 21 D 9/22. Способ термической обработки быстрорежущей стали / Р.Л. Тофпенец, И.И. Шиманский, К.С. Будровский, В.Б. Левитан, Г.Р. Рудницкая. – № 4251587/31–02; заявл. 27.05.87; опубл. 06.10.89, Бюл. № 39. – 1 с.

4. А.с. 1502636 СССР, МКИ С 21 D 9/22. Способ обработки быстрорежущей стали / О.А. Кайбышев, П.Ш. Тордия, Ю.Б. Тимошенко, А.Н. Краснов. – № 4320669/31–02; заявл. 09.07.87; опубл. 21.08.89, Бюл. № 31. – 1 с.

5. Федюкин В.К., Смагоринский М.Е. Термоциклическая обработка металлов и деталей машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 255 с.

6. Рекомендации по назначению и применению быстрорежущих сталей повышенной производительности / Всесоюз. науч.-исслед. инструмент. ин-т. – М., 1978. – 48 с.

7. А.с. 1368336 СССР, МКИ С 21 D 9/22. Способ термической обработки вольфрамовых и вольфрамо-молибденовых быстрорежущих сталей / Ю.С. Ушаков, В.А. Колпаков, В.М. Истягин, В.В. Красноперов. – № 4124019/22–02; заявл. 04.07.86; опубл. 29.12.87, Бюл. № 3. – 2 с.

# РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ НОВЫХ СОСТАВОВ АУСТЕНИТНЫХ СТАЛЕЙ

**В.П. Расщупкин, А.Д. Пивоваров, П.П. Маркин**

Сибирская автомобильно-дорожная академия, г. Омск, Россия

*Опыт последнего десятилетия показал, что применение компьютерного моделирования значительно сокращает время поиска эффективных материалов и снижает расходы на эти цели. Это не означает, что методами компьютерного моделирования удастся точно предсказать структуру материала, но удастся оптимизировать цикл экспериментальных исследований, существенно сократить количество элементов, подлежащих экспериментальной проверке. Можно ожидать, что применение компьютерного моделирования при конструировании наноструктурированных материалов также окажется эффективным подходом.*

**Ключевые слова:** моделирование, свойства материалов, интегральный показатель, высокомарганцовистая сталь, легирование.

В последние десятилетия происходит расширение круга задач, при решении которых используется компьютерное моделирование. Если в прошлом оно и моделирование вообще были направлены на количественное описание процессов в материалах, то в настоящее время внимание фокусируется на моделях, позволяющих прогнозировать новые свойства материалов.

Строение и свойства конечного макрообъекта определяются строением и свойствами всех уровней организации материала.

В данной работе реализованы методы отбора значимых результатов расчета, полученных на каждом иерархическом уровне, и их интеграция в рамках полномасштабного описания исследуемого объекта.

Для повышения физико-механических свойств сплавов типа чугуна и сталей осуществлен поиск элементов, которые формируют эти свойства в процессе кристаллизации жидкого расплава. Работа состояла из двух частей – компьютерного эксперимента и натуральных испытаний.

Компьютерный эксперимент проводили по алгоритмам и программам, описанным в работах [1–4].

Данная методика была апробирована на сталях. Действие комплексных модификаторов, содержащих карбидо- и нитридообразующие элементы, сочетает модифицирование с микролегированием, обеспечивая измельчение зерна, твердорастворное и дисперсионное упрочнение при термообработке.

Обработкой экспериментальных данных получили уравнения регрессии, устанавливающие зависимость механических свойств от параметров структуры. Учитывая, что для всех планов одинаковыми сохранились уровни общих факторов, установили коэффициенты, отражающие влияние легирующих элементов и модификаторов, в результате чего получили следующее уравнение:

$$y_i = a_0 + \sum_l^i a_{li}x_l + \sum_l^{k \leq i} a_{ik}x_i x_k + \sum_l^i a_{lj}x_j. \quad (1)$$

Легирующие добавки и модификаторы расположены в порядке их технологической и экономической целесообразности. Для каждой добавки установлен диапазон изменения ее уровня. В зависимости от требований производства для заданных свойств или параметров структуры устанавливаются диапазоны их изменений.

Для расчета двух, трех или четырех добавок разработаны программы для ЭВМ с одинаковой структурой. Входными величинами являются  $x_{\min}, x_{\max}, y_{\min}, y_{\max}, y_0, B = [p_1, \dots, p_{13}]$ . Все три программы могут использоваться как самостоятельные или могут быть соединены в одну с автоматическим выбором числа и уровней добавок или объединены в комплекс с программой состава базового чугуна с дальнейшим легированием и модифицированием. В связи с этим по разработанным программам выбирали тип и количество легирующих добавок и модификаторов, которые обеспечивали бы требуемые свойства. Найдено, что заданные свойства и параметры структуры (при сохранении оптимального химического состава) нелегированного состава обеспечиваются специальными составами. Данная подзадача решается путем планируемого эксперимента, построением математической модели и ее оптимизации. Решение подзадачи позволяет свести число факторов – компонентов, входящих в сплав, – до приемлемого минимума. Любой технический сплав должен обладать определенными механическими свойствами. При синтезе конструкционных сплавов, для которых это требование является главным и часто единственным, приходится решать задачу о соотношении прочности, пластичности и стоимости. Упрочнение сплавов за счет регулирования их составов может осуществляться с растворением легирующих элементов в основе, ограничением содержания вредных примесей, образованием дисперсной фазы из легирующих элементов путем легирования и модифицирования. Каждый из них воздействует на свойства сплава, реализующие эти пути, образует самостоятельные ряды легирующих элементов и примесей. Условия для выбора основных легирующих элементов следующие  $\alpha_{Fe} \geq I; \delta_{Fe} \geq 0,5$  [1].

Ряд легирующих элементов представляет собой последовательность химических элементов, которые в понижающей или повышающей степени могут увеличивать то или иное свойство данной основы сплава. Подзадача решается полностью средствами физико-химического анализа. Для этого необ-

ходимо располагать величинами критериев двойных диаграмм состояния основа сплава – элемент. Легирующий комплекс представляет собой группу вводимых совместно легирующих элементов. Такие элементы должны воздействовать на различные свойства из числа указанных в задании на сплав или взаимно усиливать эффективность друг друга. Эту подзадачу при небольших комплексах можно решать опытным путем одновременно с решением следующей подзадачи. При больших комплексах существенную роль могут сыграть данные о взаимной растворимости легирующих элементов и многомерные диаграммы состояния.

Критериями оценки качества структуры и оптимального состава аустенитных сталей выбраны такие механические свойства, как предел прочности, ударная вязкость, относительное удлинение и относительное сужение. При описании межатомного взаимодействия в металлах металлохимия оперирует комплексом количественных критериев, характеризующих электронное состояние: атомные и ионные радиусы; электроотрицательность; валентность и потенциалы ионизации. Молекулярные и кристаллические соединения рассматриваются как системы электронного строения – свойства образующих их атомов. Оценка достоверности численных значений физико-химических свойств веществ к настоящему времени стала фундаментальной проблемой материаловедения.

То обстоятельство, что указанные эмпирические уравнения точно описывают экспериментальные данные о периодах решетки и содержат в себе элементы доказательств возможного решения для каждого конкретного сочетания коэффициентов  $tga$  и  $Ru^0$ , позволяет рассматривать их как функциональные соотношения, в общем виде описывающие условия равновесия сил притяжения и отталкивания в кристаллических решетках. Второй этап исследования электронного строения металлов связан с изучением особенностей распределения электронных оболочек вокруг атома в кристаллической решетке. Число мест на акцепторных орбитах, занимаемых электронами одного атома в ГЦК-решетке, равно  $6z_{эф}^y$ . Поскольку часть их может быть занята электронами, пришедшими с донорных направлений связей  $z^x > 0$ , для обеспечения непрерывности на связующие орбитали должно переводиться число электронов, равное  $z_{л} = 6z_{эф}^y - 12z_{эф}^y = 5z^y$ . Используя это соотношение, можно рассчитать число электронов  $z_{л}$  атома, локализуемых на акцепторных направлениях взаимодействия в решетках рассматриваемых металлов.

С целью определения зависимости между физико-механическими свойствами высокомарганцовистой стали и некоторыми параметрами электронного строения атомов легирующих элементов проведены расчеты по вышеуказанной методике с использованием экспериментальных данных работы [3]. На первом этапе расчетов были определены  $d_{min}$  для каждой пары интересующих нас атомов, при котором эффективный заряд взаимодействующих атомов равен  $z_{min}$ .

На втором этапе осуществлен расчет по системе уравнений

$$\begin{aligned}
 \lg Ru_A^{+x} &= \lg Ru_A^0 - \operatorname{tga}_A \cdot x; \\
 d &= Ru_A^{+x} + Ru_B^{-x}; z_{\text{эф}A} = z_{\min A} - \frac{\delta e}{2} \\
 \lg Ru_A^{-x} &= \lg Ru_A^0 - \operatorname{tga}_B \cdot x; \\
 \delta e &= (d_{\min} - d) \operatorname{tg}; z_{\text{эф}B} = z_{\min B} - \delta e;
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где  $x$  – число электронов, переходящих при образовании связи  $A-B$  с орбиталей атома  $A$  на орбиталь атома  $B$ ;  $d$  – межъядерное расстояние в реальных химических соединениях;  $d_{\min}$ ,  $z_{\min}$  – получены в результате расчетов на первом этапе;  $\delta e$  – число электронов связи.

В результате решения указанных уравнений нами были получены значения каждой пары интересующих элементов. Эти значения дают возможность рассчитать  $a$  и  $z^y$  для любых систем ГЦК-решетки. В результате третьего этапа расчетов были получены значения для каждого варианта сплава. Четвертый этап работы представлял собой поиск зависимости между физико-механическими свойствами сплавов и величиной  $z^y$  с помощью ортодоксальных полиномов, имеющих вид

$$\begin{aligned}
 \ln \sigma_B &= 181,8 + 3293,9z^y - 3537,1(z^y)^2; \\
 \ln \delta &= -170 + 21,07z^y - 19,76(z^y)^2; \\
 \ln \psi &= -0,72 + 16,65z^y - 15,55(z^y)^2.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Полученные в результате аппроксимации уравнения дают возможность предсказывать физико-механические свойства высокомарганцовистой стали при различных вариантах легирования, что осуществлено для данной стали впервые.

Обработаны данные собственных экспериментальных исследований физико-механических свойств сталей с перебором различных элементов в составе. В процессе постановки задачи осуществлен поиск выбора оптимального сочетания легирующего комплекса с применением указанных трех направлений – синтеза сплавов, металлохимического подхода и модельно-статистического прогноза.

Сопоставление результатов прогноза ЭВМ позволило перейти к опытно-промышленной выплавке выбранных составов сталей с последующим металлургическим исследованием. Для описания зависимости физико-механических свойств аустенитных сталей как функции легирующего состава была использована методика статического анализа экспериментальных данных. При обработке результатов использовали данные, полученные в собственных экспериментальных исследованиях, для определения влияния химического состава на физико-механические свойства аустенитных сплавов.

Полученные нами зависимости физико-механических свойств аустенитных сплавов от химического состава имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}\sigma &= 84,3[\text{Si}] - 1722,9[\text{Nb}] - \frac{257}{2}[\text{Cu}] + 927,6 \text{ МПа} \\ \delta &= 73,98[\text{C}] + 5,2[\text{Mn}] - 365,98[\text{P}] - 10,3[\text{Cr}] + \\ &+ 1,9[\text{Ni}] - 319,98[\text{V}] + 100,2, \% \\ \psi &= 4,4[\text{Mo}] + 67,5[\text{Ti}] - 80,6[\text{Nb}] - 176,8[\text{V}] + \\ &+ 43,7 \% \\ a_{\text{H}} &= 32678,9[\text{P}] - 14279,8[\text{S}] - 5560,2[\text{P}_3\text{M}] + \\ &+ 1266,8[\text{Mo}] + 2016,41 \text{ кДж/м}^2.\end{aligned}\tag{4}$$

Итак, в результате проведения математического моделирования [3] определены элементы, которые позволяют наиболее эффективно влиять на изменение механических свойств стали. Установлено значение интегрального параметра уровня легирования  $z^y$ , равного 0,50–0,60 для высокомарганцевистой стали, которому соответствует увеличение концентрации ограниченного числа таких элементов, как никель-молибден и никель-хром или микролегирование одновременно несколькими элементами – никелем, молибденом, ванадием, ниобием, титаном и РЗМ.

С помощью интегрального параметра уровня легирования разработаны новые составы стали для различных условий эксплуатации машин.

### Список литературы

1. Жуков А.А., Снежной Р.Л., Гиршович Н.Г., Давыдов С.В. О субмикронеоднородном строении жидкого чугуна // Литейное производство. – 1980. – № 6. – С. 3.
2. Dozmorov S.V. // React. Kinet. Catal. Lett. – 1982. – Vol. 19, № 3–4. – P. 289–295.
3. Годнев И.Н. Вычисление термодинамических функций по молекулярным данным. – М., 1956. – 210 с.
4. Дозморов С.В., Левицкий В.В. Моделирование на ЭВМ процессов взаимодействия графита с элементами-сфероидизаторами при модифицировании чугунов // Литейное производство. – 1987. – № 10. – С. 34.
5. Brinkley S.R. // J. Chemm. Phys. – 1947. – Vol. 15, № 2. – P. 107–110.



# БЕСПЛАМЕННОЕ ГОРЕНИЕ ГАЗА НА ПОРИСТОЙ ПЛАСТИНЕ

**К.П. Кулаев**

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

**Ю.Ф. Трапезников**

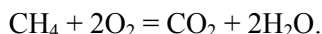
Пермский институт железнодорожного транспорта, Россия

*Приведены условия беспламенного горения газа. Предложен способ более надежного осуществления беспламенного горения с помощью пористой газопроницаемой пластины. Описан алгоритм подбора конструктивных параметров пластины.*

**Ключевые слова:** *горючий газ, беспламенное горение, газопроницаемая пластина, стехиометрическая газовоздушная смесь, воспламенение.*

На строительных объектах для получения тепла широко применяется процесс горения различных горючих газов, в частности природного газа, содержащего в среднем: метан  $\text{CH}_4$  – 75–99,3 %; этан  $\text{C}_2\text{H}_6$ , пропан  $\text{C}_3\text{H}_8$ , бутан  $\text{C}_4\text{H}_{10}$ , пентан  $\text{C}_5\text{H}_{12}$  и другие углеводороды – 0,1–20,4 %; водород  $\text{H}_2$  – 0–1,5 %. Негорючую часть природного газа (балласт) составляют: диоксид углерода (углекислый газ)  $\text{CO}_2$ , азот  $\text{N}_2$ , кислород  $\text{O}_2$ , суммарное содержание которых может быть в пределах 0,6–5,2 %. Для технических расчетов теплота сгорания природного газа обычно принимается равной высшей теплоте сгорания метана –  $Q = 35,8 \text{ МДж/м}^3$  (8 550 ккал/м<sup>3</sup>).

Реакция горения метана как основного компонента, находящегося в составе природного газа,



Из этой формулы реакции горения следует, что на одну молекулу метана в реакции горения необходимы две молекулы кислорода, т.е. для полного сгорания 1 м<sup>3</sup> метана теоретически требуется 2 м<sup>3</sup> кислорода. В качестве окислителя при сжигании топлива в котельных установках используется не технический кислород, а атмосферный воздух, который представляет собой смесь кислорода, азота, диоксида углерода (углекислый газ), инертных газов и др. Для технических расчетов обычно принимают условный состав воздуха, в котором только два компонента: кислород – 21 и азот – 79 мас. %.

Так как в воздухе содержится 21 %  $O_2$ , для горения метана воздуха требуется в 4,76 раза больше, чем чистого кислорода. Таким образом, для сжигания  $1 \text{ м}^3$  метана (природного газа) необходимы  $2 \text{ м}^3$  кислорода или  $2 \cdot 4,76 = 9,52 \text{ м}^3$  воздуха. Это количество воздуха, называемое теоретическим расходом воздуха, необходимо для полного сжигания  $1 \text{ м}^3$  природного газа. На практике количество подаваемого воздуха несколько больше, чем это требуется по расчету. Отношение действительного расхода воздуха, подаваемого на сжигание топлива, к его теоретическому значению называют коэффициентом избытка воздуха. Требуемый для полного сгорания топлива коэффициент избытка воздуха в общем случае зависит от вида сжигаемого топлива, его состава, типа горелок, способа подачи воздуха, конструкции топочного устройства и т.д. Обычно для сжигания природного газа принимают коэффициент избытка воздуха равным 1,05–1,15.

При горении газа в традиционных факельных горелках наблюдаются зоны окислительного и восстановительного пламени. Температуры отдельных зон пламени существенно различаются. На границе высокотемпературной зоны происходит наиболее интенсивное (до  $1 \text{ г/м}^3$ ) образование оксидов азота  $NO_x$  [1]. Кроме этих вредных продуктов процесса горения в результате неполного сгорания образуется также монооксид углерода – угарный газ. По степени вредности оксиды азота на порядок превосходят угарный газ, ранее считавшийся наиболее вредным компонентом.

Исследованиями было показано, что при сжигании топлива в большинстве промышленных топочных установок происходит взаимодействие кислорода воздуха с некоторым количеством азота с образованием оксидов азота  $NO_x$ . Установлено, что образование  $NO_x$  связано с тем, что в топке создавались высокие температуры (свыше  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ ), а сам процесс окисления азота требует определенного времени для развития и завершения. Эти условия присущи диффузионным процессам горения, происходящим в традиционных факельных горелках, где зона горения с высокой температурой растянута и тем самым создаются возможности для образования  $NO_x$ .

Нормальное или дефлаграционное горение – это распространение пламени по однородной горючей среде, при котором фронт пламени движется вследствие ее послышного разогрева по механизму теплопроводности от продуктов горения. Толщина фронта пламени ( $\delta_{ф.п}$ ), как правило, не превышает десятых долей миллиметра, поэтому его обычно принимают за поверхность, отделяющую исходную смесь от продуктов горения. Своим свечением фронт пламени обязан промежуточным продуктам реакции окисления горючего – многоатомным радикалам:  $C = C\cdot$ ,  $CH\cdot$ ,  $HCO$  и др. Есть в объеме пламени и ионы. Возникновение ионов в пламени имеет химическую и термическую природу.

В литературе приводятся два способа создания условий для беспламенного горения – каталитическое окисление горючего газа и горение стехиометрической газозвушной смеси. В беспламенных горелках процесс горения

имеет специфический характер: продукты сгорания уже в зоне горения передают значительное количество теплоты и благодаря этому сразу заметно охлаждаются. При сниженных температурах газа реакции окисления азота прекращаются. Исследования состава продуктов сгорания, отобранных из топок, оборудованных газовыми горелками диффузионного и беспламенного типов, показали, что содержание  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  при использовании беспламенных горелок значительно ниже.

Примером может служить каталитическое окисления горючего газа на поверхности твердого тела – так называемый процесс «горения поверхности». В качестве катализатора применяются металлы платиновой группы, а также  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  и  $\text{Co}_3\text{O}_4$  [2]. Однако следует отметить, что каталитические процессы осуществляются при низких скоростях потока газа и, следовательно, сравнительно малопроизводительны и для получения больших тепловых потоков не применимы. Кроме того, катализаторы, содержащие металлы платиновой группы, весьма дороги.

Беспламенное горение осуществляется также при сжигании заранее подготовленных газоздушных смесей стехиометрического состава. Стехиометрической называется такая смесь, в которой соотношение количества горючего газа и необходимого для горения воздуха соответствует соотношению компонентов согласно уравнению химической реакции процесса горения и, кроме того, газ и воздух полностью перемешаны между собой. В этом случае резко возрастает температура в зоне горения. Последнее обстоятельство, способствуя еще большей активизации процесса горения газа, позволяет получить при коэффициентах избытка воздуха, практически близких к стехиометрическим, наиболее совершенное сжигание газа при полном отсутствии потерь теплоты от химического недожога. При этом размеры видимого факела сокращаются до нескольких десятых долей миллиметра. Отмечено, что перевод котлов и печей на беспламенное сжигание газа повышает их КПД на 15–20 %. При этом полностью устраняются потери теплоты от химического недожога и сокращаются потери теплоты с уходящими газами.

На практике процесс беспламенного горения применяют в металлургии для разогрева слитков с помощью горелок FLOX@ и REKUMAT@ – зарегистрированная торговая марка фирмы WS Wärmeprozessstechnik GmbH. При этом снижение удельного потребления газа лежит в пределах от 20 до 35 %, в зависимости от получаемой температуры, по сравнению с традиционным горением газа в факельных горелках. При беспламенном горении горючего газа образование оксидов азота  $\text{NO}_x$  минимально и составляет до 15–45 ppm, что значительно ниже, чем характерное для многих диффузионных горелок содержание оксидов азота (в среднем  $500 \text{ мг/м}^3$ ). Беспламенное горение характеризуется тем, что горение готовой горючей смеси происходит в непосредственной близости от раскаленной поверхности. Этот вид горения получил также название поверхностного.

Следует отметить, что организация беспламенного горения газа в существующих установках весьма громоздка и в случае перерыва в подаче газа может привести к аварийной ситуации из-за ненадежности системы воспламенения горючей смеси.

В данной работе предлагается техническое решение, упрощающее конструкцию горелочного устройства и повышающее надежность его работы. Известно, что для процесса горения можно выделить две типичные стадии – воспламенение горючей смеси и последующее сгорание до продуктов горения. Температура самовоспламенения природного газа  $t_{\text{воспл}} = 645\text{--}700\text{ }^{\circ}\text{C}$  [3]. Это означает, что любая смесь природного газа с воздухом, будучи нагрета до этой температуры, воспламеняется даже без источника зажигания и будет гореть. Для гарантированного воспламенения метана, основного компонента природного газа, принимается температура около  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поскольку пламя практически невидимо, то нагрева поступающего потока смеси от излучения фронта пламени почти не происходит. В существующих беспламенных горелочных устройствах воспламенение метана происходит за счет нагрева

Для надежного воспламенения потока подаваемого газа мы предлагаем создать такой режим горения, чтобы фронт пламени находился на поверхности пористой пластины или даже был заглублен в поверхностный слой пластины, чтобы обеспечить нагрев поверхностного слоя пластины за счет тепловыделения во фронте пламени. Благодаря нагреву пористой пластины при контакте фронта пламени с ней происходит передача тепла от фронта пламени через пористую пластину проходящему через нее потоку газозвдушной смеси (рисунок).

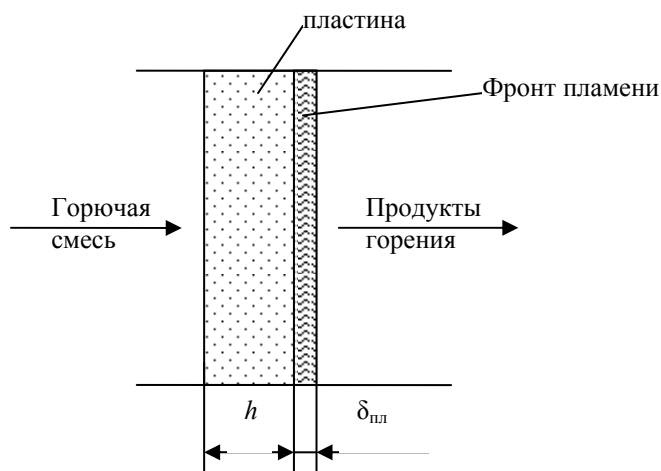


Рис. Схема организации беспламенного горения на пористой газопроницаемой пластине

Подбор параметров проведения процесса беспламенного горения на пористой газопроницаемой пластине можно провести согласно теории горения, разработанной Я.Б. Зельдовичем [4]. Нормальная скорость распространения пламени ( $u_n$ ) зависит от теплофизических свойств газовой смеси. Но в еще большей степени скорость распространения зависит от ее физико-химических свойств – скорости и температуры реакции горения.

Для смеси стехиометрического состава (коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1$ ) скорость реакции окисления максимальна:

$$w(T_r) = w_{\text{стех.}}$$

Согласно теории максимальная скорость распространения пламени ( $u_n^{\text{max}}$ ) должна соответствовать стехиометрической концентрации. Однако экспериментальные ее значения несколько сдвинуты в сторону богатых по содержанию горючих смесей ( $\alpha < 1$ ). С увеличением начальной температуры смеси скорость распространения пламени должна повышаться, что и наблюдается на практике.

Концентрационные границы воспламенения (взрыва) природного газа (метана) при нормальных условиях находятся в диапазоне 5–15 %. Вне этих границ газоздушная смесь не воспламеняется и, будучи не способной к распространению пламени, не взрывается. При взрыве давление, возникающее в замкнутом объеме, повышается до 0,8–1 МПа (8–10 кгс/см<sup>2</sup>).

Состав горючих смесей может быть различным. Распространение пламени возможно лишь в определенном интервале концентраций. При зажигании смесей, состав которых выходит за эти пределы, реакция горения, инициированная зажигающим импульсом, затухает на небольшом расстоянии от места зажигания. Существуют минимальная и максимальная концентрации горючего, которые ограничивают область горючих смесей. Эти концентрации называются соответственно нижним и верхним концентрационными пределами распространения пламени. Вне пределов распространения пламени по данной смеси невозможно. Значения концентрационных пределов распространения пламени в горючих газах приведены в справочной литературе по теплотехнике.

Для надежного зажигания газоздушной смеси необходимо подобрать состав материала пластины, ее конструкционные параметры, обеспечивающие возможность нагрева смеси при прохождении сквозь пористую пластину за счет передачи части теплового потока, поступающего от фронта пламени через материал пластины. При возникновении горения к свежей смеси по механизму теплопроводности от единицы поверхности пламени в единицу времени подводится количество тепла, определяемое соотношением

$$q = \lambda \frac{T_{\text{пл}} - T_0}{\delta}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\delta$  – толщина фронта пламени.

Подведенное тепло расходуется на нагрев свежей смеси от температуры  $T_0$  до температуры  $T_{пл}$ :

$$q = uc\rho(T_{пл} - T_0), \quad (2)$$

где  $u$  – скорость потока газа, равная скорости распространения пламени;  $c$  – удельная теплоемкость;  $\rho$  – плотность смеси.

Из соотношений (1) и (2) может быть найдена величина  $u$ :

$$u = \frac{\lambda}{c\rho\delta}. \quad (3)$$

Поскольку скорость реакции с ростом температуры увеличивается по экспоненциальному закону, то сгорание основной массы смеси будет происходить в области, температура которой близка к максимальной  $T_{пл}$ .

Отвод тепла от зоны горения понижает температуру пламени. При этом замедляются химические процессы в пламени и, соответственно, скорость его распространения. При достаточной величине теплопотерь возникшее пламя потухает, его распространение по смеси прекращается. Определение предельных условий распространения пламени основано на учете влияния тепловых потерь на температуру пламени и скорость его распространения. На этих положениях основана теория пределов распространения пламени, предложенная академиком Я.Б. Зельдовичем.

Согласно этой теории понижение максимальной температуры пламени  $T_{пл}$  по отношению к теоретической температуре горения  $T_{теор}$  обратно пропорционально квадрату скорости распространения пламени:

$$T_{теор} - T_{пл} = \frac{a}{u^2}, \quad (4)$$

где  $a$  – коэффициент, характеризующий теплоотдачу.

Совместное решение уравнений (3), (4) позволяет оценить скорость распространения пламени с учетом принятых допущений.

Решение уравнения (3) позволяет оценить предельную скорость распространения пламени. После преобразований получено

$$u_{пред} = \frac{u_{макс}}{\sqrt{e}},$$

где  $u_{пред}$  – предельная скорость распространения пламени;  $u_{макс}$  – максимальная скорость, соответствующая теоретической температуре горения.

Изложенная теория объясняет наличие пределов распространения пламени по газовым смесям теплопотерями из зоны реакции.

Таким образом, для снижения экологической нагрузки от источников тепловой энергии предпочтительно применение беспламенного горения горючих газов. Более надежный процесс горения обеспечивается применением в качестве горелочного устройства пористой газопроницаемой пластины.

## Список литературы

1. Снижение эмиссии оксидов азота выхлопных газов промышленных газотурбинных установок на каталитической пластине из высокопористого проницаемого ячеистого материала / В.Н. Анциферов [и др.] // Экология и промышленность России. – 2011. – № 1. – С. 5–8.
2. Витер В.Н. беспламенная горелка // Химия и химики. – 2008. – № 6. – С. 106–114
3. Соколов Б.А. Газовое топливо и газовое оборудование котельных: учеб. пособие. – М.: Академия, 2007. – 64 с.
4. Фролов С.М. Наука о энергии и проблемы современной энергетики // Российский химический журнал. – 2008. – Т. LII, № 6. – С. 129–134.

## ВОССТАНОВЛЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Ю.А. Кузьмин, Д.А. Тайхриб

Ульяновский государственный технический университет, Россия

*Описана высокая резервированная затяжка резьбовых соединений, которая обеспечивает надежность соединения и способствует благоприятному распределению нагрузки между витками. Применение ультразвуковых колебаний снижает коэффициент трения при затяжке и обеспечивает надежное стопорение резьбового соединения.*

**Ключевые слова:** резьба, осевое усилие, резьбовое соединение, затяжка, ультразвук, резервирование.

Всякая попытка подтяжки резьбовых соединений после заводской сборки любой техники является процессом восстановительным. Здесь предусматривается практически восстановление прежнего нормированного осевого усилия. Таким образом, фактически мы при затяжке резьбовых соединений, если только не установили новый болт с гайкой, пытаемся восстановить в стержне болта прежнее осевое усилие. В связи с чем в дальнейшем под понятием «затяжка» будем иметь в виду восстановление прежнего нормированного осевого усилия резьбового соединения, предусмотренного при проектировании машин и оборудования.

В обычных резьбовых соединениях в настоящее время затяжка осуществляется при напряжениях от 40 до 70 % от предела текучести материала, при которых происходит ослабление осевого усилия болта и в результате наблюдается самоотвинчивание, что может повлечь разгерметизацию или аварию.

Рассмотрим механизм нагружения гайки и болта. Болт под действием осевой нагрузки растягивается, а гайка испытывает сжимающее усилие, поэтому витки болта и гайки несут неравномерные нагрузки. Решение по распределению нагрузки по виткам резьбы было дано профессором Н.Е. Жуковским. Он решил задачу в дискретной форме и предложил математическую модель распределения нагрузки по виткам резьбы по закону геометрической прогрессии. Спустя десятилетия Е. Жаке и Л. Мадушка в своих работах повторили решение Н.Е. Жуковского.

И.А. Биргер разработал ряд теоретических вопросов по распределению нагрузки между витками в зависимости от конструктивных решений резьбового сопряжения, а также их статической и циклической прочности. По И.А. Биргеру, нагрузка распределяется между витками по закону гиперболического косинуса. Решение дано в непрерывной форме с нахождением величины интенсивности распределения осевых сил по высоте нарезки резьбы.



Фактически эта величина характеризуется распределением нагрузки между витками резьбы в любом сочетании по высоте гайки. Последующие детальное исследование подтвердили, что нагрузка на витки резьбы возрастает к опорному торцу гайки [2].

Таким образом было подтверждено наличие неравномерности распределения нагрузки между витками резьбы в обыкновенных резьбовых соединениях.

Рекомендуемая высокая затяжка резьбовых соединений в работе [1] (порядка 85–90 % от предела текучести материала болта) повышает надежность соединения и, как следствие, вызывает более благоприятное распределение давления на витки резьбы, давление снижается, особенно на первых витках, считая от опорной поверхности гайки. Здесь в резьбовом сопряжении происходит передача нагрузки на менее нагруженные последующие витки резьбы гайки. В результате нагрузка на первый виток резьбы составляет не более 30 % всей осевой нагрузки, тогда как в стандартных болтовых соединениях нагрузка на первый виток, считая от опорного торца гайки, составляет не менее трети осевого усилия. В связи с этим высокую затяжку следует считать перспективной.

Кроме того, высокая затяжка способствует ранней стабилизации резьбового соединения. Исследования в работе [2] показали снижение напряжения при переменных нагрузках до 41–58 % за 3–5 ч испытания болтов М12 на вибростенде при частоте 50 Гц. Напряжение в стержне болта до испытания составляло 60 % от предела текучести. При испытании болтов М12 с высокой затяжкой резьбового соединения осевое усилие в стержне болта снизилось до напряжения 60–74 % от предела текучести при тех же условиях. При дальнейших испытаниях на вибростенде напряжение снижалось монотонно, что было связано с виброползучестью стержня болта, которая в целом составила порядка 12–16 % от осевого усилия затяжки. В связи с этим есть полное основание высокую затяжку считать резервированной.

В резьбовых соединениях с крупной резьбой не так просто обеспечить высокую затяжку. Безусловно, сказывается значительный угол подъема резьбы и меньшее количество витков резьбы в гайке. При затяжке подобных резьбовых соединений наблюдаются иногда в резьбе задиры, заедания и даже схватывания [3]. Дальнейшее увеличение момента затяжки может привести к разрушению болта в зоне опорного торца гайки. Следует отметить, что с увеличением нагрузки на болт изменяются коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки при малом числе затяжек. Коэффициенты трения стабилизируются после 27–38 затяжек резьбы с резервированной затяжкой.

Кроме того, любой болт, шпилька, стремянка с резьбой представляет собой стержень с многочисленными мелкими выточками. Однако витки резьбы являются сильнейшими концентраторами напряжений. Особенно наибольшее напряжение испытывает впадина первого витка, считая от опорной поверхности гайки. Причем максимальное напряжение концентрируется под некоторым углом на контуре резьбы и смещено от центра впадин. Постепенно от витка к витку напряжения снижаются. Если на первом витке напряжение бо-

лее чем в четыре раза превышает номинальное, то на последнем витке – почти в два раза меньше номинального напряжения. Угол наклона направления напряжения составляет более  $40^\circ$ .

Рассмотрим теперь, что же происходит на сбегах резьбы. Сам по себе сбеги резьбы должен благоприятно отражаться на работе напряженного затянутого резьбового соединения. Оказывается, это далеко не так. Если сбеги резьбы находится в пределах 2–3 витков от опорной поверхности гайки, то контурное напряжение целиком и полностью обволакивает этот участок резьбы и во впадине концентрируется напряжение, которое почти в три раза больше номинального и направлено к оси стержня перпендикулярно. Изменение вектора напряжений во впадине зависит от силового потока в резьбовых соединениях и от радиуса закругления в основании резьбы. С увеличением радиуса закругления естественно снижается концентрация напряжений.

В затянутых резьбовых соединениях при статических нагрузках у болтов головки не разрушаются, хотя они противостоят гайке и несут равную по величине нагрузку. Разрушение резьбового соединения по головкам болтов происходит, как следствие, в результате усталости при переменных нагрузках. В настоящее время иногда применяются болты с уменьшенной головкой, но их не рекомендуют ставить в ответственных соединениях, особенно при переменных нагрузках, так как в местах сопряжения стержня болта с головкой наблюдается высокая концентрация напряжений, превосходящая более чем в четыре раза номинальное напряжение в стержне болта. Увеличение радиуса сопряжения головки болта со стержнем снижает напряжение, но при этом сокращается площадь опоры и, как следствие, при увеличении радиуса увеличиваются контактные давления. В связи с этим рекомендуются сопряжения выполнять двумя радиусами. Иногда переход от стержня головки делают с поднутрением, что может обеспечить нормальную работу резьбового соединения, так как при этом значительно снижается концентрация напряжений. Для повышения прочности головки болта увеличивают ее высоту до величины диаметра стержня, при этом теоретический коэффициент концентрации напряжений снижается приблизительно на 8–10 %. Дальнейшее увеличение высоты головки значительного эффекта не дает.

Для обеспечения резервированной затяжки резьбового соединения могут быть использованы акустические колебания непосредственно при затяжке резьбы. Под воздействием мощных акустических колебаний снижаются коэффициенты трения как в резьбе, так и на торце гайки, в связи с чем не требуются большие усилия для затяжки гаек или винтов. Исследования показали необходимость более высокого момента при свинчивании гаек, затянутых при ультразвуковых колебаниях, что характеризует повышение надежности затяжки резьбовых соединений [4]. Например, по сравнению с обычной сборкой, рост амплитуды колебаний до 15 мкм в ультразвуковом поле увеличивает момент, необходимый для свинчивания соединения, почти в два раза. При затяжке резьбовых соединений с ультразвуковыми колебаниями с моментом

$T = 7,5$  Нм увеличивается момент свинчивания в 3,5 раза по сравнению с обычной. На стабильность затяжки резьбовых соединений влияет также направление ультразвуковых колебаний. Наибольший эффект получается при крутильных колебаниях.

Анализ показал, что одним из факторов, «облегчающих» восстановление осевого усилия в резьбовых соединениях, является дополнительное перемещение в резьбе, иногда достигающие по величине амплитуды колебаний, снижающее трение в резьбе и на торце гайки или головке винта. Кроме того, установлено наличие в резьбовом соединении мелкодисперсной стружки, свидетельствующей о наличии процесса микрорезания [4], который также является одной из причин повышения прочности соединений.

Для надежной работы любого резьбового соединения, контролируемого по крутящему моменту, при затяжке необходимо соблюдать:

1) условие плотности стыка при минимальном осевом усилии;

2) условие прочности резьбового соединения при максимальных осевых усилиях.

Обычно в тракторах и сельскохозяйственных машинах на ответственных резьбовых соединениях указываются моменты затяжки. Иногда не менее ответственные резьбовые соединения не входят в ряд ответственных. В таких ситуациях механизатор затягивает резьбу интуитивно, целиком полагаясь на свой опыт и практику. Не всегда квалификация механизатора позволяет правильно оценить момент затяжки. Результатом может быть перетянутое и недотянутое резьбовое соединение. И то и другое – нежелательно, так как в первом случае возможно усталостное разрушение или остаточная деформация болта, а во втором – самоотвинчивание, поэтому необходимо назначать и контролировать усилие затяжки в каждом конкретном случае по степени их ответственности. Усилие затяжки может быть рассчитано по известным методикам, а контроль усилия затяжки резьбовых соединений может быть осуществлен различными методами. Рассмотрим некоторые из них.

Контроль усилия затяжки с помощью тензометрических датчиков считается наиболее точным, ибо погрешность измерения не превышает  $\pm 2$  %.

Данный метод в основном используется экспериментаторами и требует дорогостоящей электронной аппаратуры (осциллограф, усилитель и др.), поэтому широкое применение этого метода при эксплуатации МТП исключено.

Одним из наиболее точных методов ( $\pm 5$  %) считается метод контроля усилия затяжки по удлинению стержня болта. Метод основан на измерении длины стержня до и после затяжки, требует доступ к болту с двух сторон для прямого измерения удлинения. В случае одностороннего доступа к болту удлинение стержня может быть замерено с помощью индикатора деформации, представляющего собой цилиндрический стержень, вставленный в центральное отверстие болта и запрессованный у основания отверстия. При затяжке резьбового соединения индикатор деформации, сохраняя свою первоначальную длину неизменной, фиксирует удлинение болта. При малых усилиях за-

тяжки коротких болтов длиной менее четырех диаметров удлинения незначительны, в связи с чем результат измерений малых деформаций может иметь существенные погрешности.

В зарубежной практике для контроля затяжки резьбовых соединений широко применяют индикаторные шайбы, подкладываемые под головку или под гайку. Шайбы, деформируясь при затяжке, обеспечивают непрерывный контроль при сборке с точностью до  $\pm 10\%$ . Данный метод наряду с достоинствами имеет существенные недостатки: при сборке появляются дополнительные фасонные детали, что способствует удорожанию узла и машины в целом; расчетная величина нагрузки шайб существенно ограничивает их использование при одинаковых диаметрах, но при разных нагрузках.

Самым простым методом контроля затяжки служит контроль по моменту, находящемуся в зависимости от осевого усилия в болте. Простота измерения момента на ключе предопределила широкое распространение метода во всех отраслях как при ручной, так и при механизированной затяжке резьбового соединения. В практике применяют динамометрические ключи, а также ключи с предельным моментом затяжки. Кроме того, существуют ключи, фиксирующие момент затяжки по углу поворота. Этот метод основан на деформации упругих элементов. В связи с большим разбросом коэффициентов трения на торце гайки и главным образом в резьбе высокая точность измерения момента затяжки (порядка  $\pm 5\%$ ) не может обеспечить достаточную точность контроля осевого усилия. Точность, полученная по крутящему моменту, составляет не более  $\pm 25\%$ .

Применение акустических колебаний при восстановлении осевого усилия в резьбовых соединениях является одним из путей, повышающих работоспособность и надежность их работы. Широкое внедрение в производство акустических колебаний при затяжке резьбовых соединений ограничено отсутствием методики, рекомендуемой технические средства и т.п. В связи с этим требуются глубокие исследования резьбовых соединений в акустическом поле и разработка единой методики, рекомендаций, номограмм, технических средств и т.д.

### Список литературы

1. Кузьмин Ю.А., Сафаров К.У., Холманов В.М. Повышение надежности резьбовых соединений путем резервирования // Всерос. науч.-произв. конф. – Ульяновск, 2003. – С. 310–314.

2. Кузьмин Ю.А., Сафаров К.У. Повышение безотказности машин резервированием затяжки резьбовых соединений. – Ульяновск: Изд-во УГСХА, 2007. – 167 с.

3. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

4. Применение ультразвука и взрыва при обработке и сборке / М.Ф. Волонин [и др.]. – М.: Машиностроение, 2002. – 264 с.

## К ВОПРОСУ ОЧИСТКИ ДВОРОВ И ТРОТУАРОВ ОТ НАЛЕДИ

**Д.И. Трошин, А.Ю. Прусов, Н.Е. Тарасова**

Ярославский государственный технический университет, Россия

*Дается анализ современного состояния исследований процесса уборки льдообразований и уплотненного снега с автомобильных дорог и улиц города. Отмечены направления и способы воздействия на среду, варианты теоретического обоснования рабочего процесса. Содержится вывод о перспективной модели фрезерного рабочего органа для малогабаритной коммунальной техники.*

**Ключевые слова:** лед, снежный накат, фрезерование, скалывание, резание.

Вопросам очистки улиц и дворовых территорий от различных форм льдообразований уделяется достаточно большое внимание как со стороны населения, вынужденно сталкивающегося с этой проблемой ежедневно, так и со стороны обслуживающих ЖКХ предприятий, обязанных вести борьбу с зимней скользкостью и образованием наледи. Ведется работа и среди научной общественности по созданию современных машин и оборудования [1; 2], а также по поиску новых способов и методов воздействия на среду (лед) [3] для достижения заявленной цели.

Лед в зимнее время года встречается повсеместно, и человек в своей жизнедеятельности (бытовой или профессиональной) так или иначе взаимодействует с ним. В большинстве случаев (в силу своей скользкости) лед представляет потенциальную опасность, поэтому усилия человека направлены на поиски решений по снижению льдообразований или механическому удалению льда. Решались и другие задачи, не связанные со скользкостью, однако также нацеленные на разработку льда.

Первые исследования по разработке льда были связаны совсем не с необходимостью уборки дорог и улиц, а с необходимостью организации проходки каналов в замерзших водоемах для морских и речных судов. Большой вклад в изучение данного вопроса внесли представители научной школы, сформированной доктором технических наук, профессором А.Ф. Николаевым (г. Нижний Новгород). Результаты исследований озерного и речного (пресного) льда были положены в основу создания ледорезных машин для использования на водоемах с различными видами исполнительных рабочих органов [4; 2]. В этих работах были впервые оценены прочностные свойства льда, его физико-механические характеристики, которые впоследствии были использованы для решения аналогичной задачи по резке льда и в дорожной отрасли.

Исследованиями процессов очистки автодорог и взлетных полос аэродромов от снежной наледи, наката и уплотненного снега механическим способом, т.е. с применением рабочих органов машин воздействующих на среду, также уделяется огромное внимание [1]. С учетом календарных сроков зимнего периода, общей площади снежного покрова нашей страны, требований безопасности дорог задача по уборке льда с различных территорий является важнейшей. Традиционно эта задача решается плужными рабочими органами. Однако отмечено, что под воздействием внешней нагрузки снег, находящийся на очищаемой поверхности, быстро уплотняется, а затем превращается в снежно-ледяной накат или лед, прочность которого в сочетании с прочностью образовавшегося льда может возрасти в 20 раз. По этой причине ведутся разработки других активных рабочих органов, интенсифицирующих этот процесс. Известный системный подход (среда – машина – человек) в решении данной проблемы позволяет выделить несколько подсистем для последующего детального их рассмотрения. Параметры среды влияют на изменение физико-механических свойств льда, машина характеризуется технологическими параметрами. Все это необходимо учитывать при проектировании рабочих процессов и органов машины для уборки льда.

Наибольшее распространение в дорожной отрасли получили плужные, фрезерные и скальвающие рабочие органы, а также их сочетание и различные комбинации с добавлением динамического (импульсного) воздействия. Обобщение различных способов разрушения льда и структурная схема методов разрушения ледяного покрова содержится в работе [2], где приводятся сравнительные данные с точки зрения затрачиваемой энергии. Так, энергоемкость термическим способом составляет  $334 \text{ МДж/м}^3$ , гравитационным способом  $0,1\text{--}0,5 \text{ МДж/м}^3$ , а механическим способом  $0,3\text{--}1,0 \text{ МДж/м}^3$ . Аргументированно доказано, что наиболее эффективными средствами разрушения льда являются ледофрезерные машины, использующие механический тип резания – фрезерование.

Вопросам изменения физико-механических свойств льда и его прочностных характеристик под действием внешних нагрузок и влиянием климатических условий уделяется большое внимание, однако полученные данные отличаются друг от друга. Это обстоятельство объясняется различием исследуемых образцов льда. Чистый лед, сформированный на водоемах рек и озер, практически не встречается на дорожном покрытии, изобилующем примесями. В этих случаях уместно говорить не о параметрах льда, а о «видах зимней скользкости» [5], предусматривающей классификацию наземного обледенения (гололед, изморось, кристаллическая изморось, ледяной налет, зернистый налет, кристаллический налет) и приемлемую классификацию скользкости на дорожных покрытиях (стекловидный лед, зернистый лед, твердый снег, рыхлый снег). Как правило, лед на дороге содержит примеси инертных материалов, пузырьки воздуха, нефтяные фракции (топливо и масло) и, по этой при-

чине, проявляет анизотропные свойства, т.е. непостоянство и неоднородность механических свойств. Из этого следует, что исследования свойств дорожного льда, уплотненного снега должны иметь узко практическое значение строго применительно к разработке конкретным рабочим органом. Например, для описания процесса удаления льда используются различные теории и, прежде всего, теория резания. Это исторически и традиционно связано с уже отработанными и установившимися представлениями о процессе резания мерзлых грунтов. Вместе с тем некоторые исследователи отмечали, что при высоких скоростях приложения нагрузки лед разрушается как типичное хрупкое тело, а это значит, что, например, для описания процесса фрезерования можно применять элементы теории упругости. Более того, перспективной может оказаться идея заимствования результатов работ по разрушению скальных, горных пород ударно-скалывающими исполнительными органами, ранее использовавшимися в проходческих комбайнах, в рабочих органах буровых и землеройных машин.

Характеризуя способность льда сопротивляться внешним нагрузкам, следует отметить его зависимость от температуры. Известно, что при понижении температуры льда резко повышаются его прочностные свойства. Эта особенность накладывает ограничения на все стендовые испытания льда, проведенные в лабораторных условиях, в отрыве от реальных условий внешней среды. Сказывается также «масштабный эффект», отражающий влияние размера образца на его прочность (она увеличивается с уменьшением размера образца). Из этого следует, что при определении нагрузок на рабочем органе машины разумно принять максимальные значения прочности льда, приведенные в ранее опубликованных работах по данной тематике.

Основной задачей при описании процесса резания льда и его образований является определение усилий на рабочем органе. По теории резания усилие на единичном резце определяется несколькими параметрами  $P = P(h, b, \alpha, t, \omega)$ , где  $b$  – ширина резца;  $h$  – глубина резания;  $\alpha$  – угол резания;  $t$  – температура льда;  $\omega$  – скорость резания.

Несмотря на обширный имеющийся материал, характеризующий поведение мерзлых грунтов под нагрузкой, большинство математических моделей имеют обобщающие свойства среды коэффициенты. Они получили название коэффициентов удельного сопротивления резанию и должны определяться в каждом случае индивидуально. С одной стороны, это является недостатком и трудностями при применении известных математических моделей процесса резания, с другой стороны, задача по определению этих обобщающих коэффициентов будет всегда актуальна.

На процесс фрезерования влияют параметры пространственной конструкции рабочего органа. До сих пор наиболее полным исследованиям подвергался процесс резания единичными резцами. Однако нельзя не учитывать траекторию внедрения (заглубления) резца в материал, а также взаимное распо-

ложение этих резцов на барабане фрезы. В этом случае одни и те же резцы при очередном цикле вращения барабана будут работать как при заблокированном резании, так и в полублокированном, угловом и других видах. Указанная проблема исследовалась достаточно полно ранее на грунтах, но, во-первых, переносить данные с грунтов на лед было бы не совсем корректно, а во-вторых, любое теоретическое описание процесса резания дается в привязке к конкретному рабочему органу (резцу) и по этой причине сохраняется необходимость проведения исследований по любым новым типам резцов для разработки среды. В целом можно сделать вывод о том, что льдообразования проявляют свои физико-механические свойства в широком диапазоне. Это объясняется структурой льда и режимами нагружения рабочих органов.

По этой причине теоретическое описание процесса разработки льда является сверхсложной задачей, и для ее решения по определению мощностных и конструктивных параметров машин необходимо более активно использовать эмпирические методы изучения. Некоторые экспериментальные стенды для определения свойств льда и уплотненного снега представлены ниже.

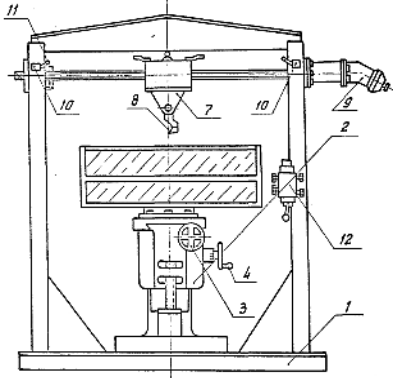
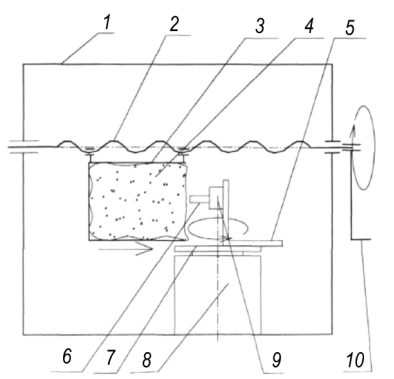
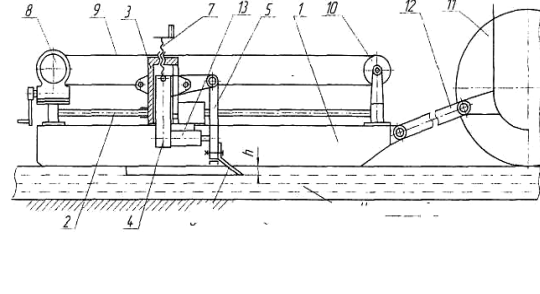
Задача проектирования рабочих органов напрямую связана с назначением, решаемым дорожной машиной, и ее технико-экономическими характеристиками.

На текущий момент практически все созданные машины рассчитаны на большие объемы работ и производства. Это определяет их конечное назначение – на улицах города, автомагистралях, аэродромах. Вместе с тем следует констатировать полное отсутствие малогабаритной техники для уборки льда на придворовой и приподъездной территории жилых комплексов, на остановочных пунктах и тротуарах, в местах детских игровых площадок, т.е. там, где не может быть использована ни одна дорожная машина. Отсюда следует, что разработка малогабаритных, энергоемких и безопасных рабочих органов является актуальной. При этом разработка прогрессивных конструктивных решений рабочего оборудования должна быть направлена на интенсификацию процессов очистки территории от льда и уплотненного снега, т.е. нацелена не на повышение производительности, а на улучшение качества уборки.

Отдельным направлением исследований является изучение химических способов воздействия на снежно-ледяные образования. Химические материалы применяются для расплавления образовавшегося на покрытии снежно-ледяного слоя. Цель – уменьшение сил смерзания снежно-ледяного слоя с покрытием [5]. В этой связи большое внимание уделяется экологическим аспектам от воздействия на среду реагентов, их предельной и достаточной концентрации на поверхности льда, способам нанесения и т.д. На основе этих исследований происходит создание нового перспективного оборудования для дозирования и распределения антигололедных материалов и реагентов [3]. В основном ведется проектирование навесных бункеров, питателей, дозаторов, а также проводятся исследования по поиску рациональных режимов работы и оптимального распределения мощности между приводом рабочего органа и двигателем.



## Схемы экспериментальных стендов

Схема стенда	Пояснения
	<p><i>Автор:</i> С.Д. Алатин  <i>Объект исследования:</i> озерный лед, искусственный лед.  <i>Детали стенда:</i> 1 – рама; 2 – стол; 3, 4 – регулировочные винты; 7 – динамометрическая головка; 8 – резец; 9 – гидромотор; 10 – выключатель; 11 – датчик оборотов; 12 – управление.</p>
	<p><i>Автор:</i> В.В. Романов  <i>Объект исследования:</i> озерный лед, искусственный лед.  <i>Детали стенда:</i> 1 – рама; 2 – ходовой винт; 3 – контейнер для блока льда; 4 – ледяной блок; 5 – опора измерительной головки; 6 – резец; 7 – поворотный стол; 8 – гидромотор; 9 – измерительная головка; 10 – рукоятка вращения ходового винта.</p>
	<p><i>Автор:</i> Г.Г. Воскресенский  <i>Объект исследования:</i> уплотненный снег на участке автодороги.  <i>Детали стенда:</i> 1 – рама; 2 – направляющая; 3 – корпус; 4 – подвижная стойка; 5 – рычаг; 6 – испытываемый резец; 7 – винтового механизма; 8 – червячная лебедка; 9 – канат; 10 – блок; 11 – трактор; 12 – тяга; 13 – динамометр.</p>

В результате проведенного аналитического обзора можно сделать следующие выводы:

1. Накоплен обширный исследовательский материал по данному вопросу в смежных отраслях, связанных с разработкой льда. Представляется целесообразным метод заимствования как конструкторских решений специальных машин, так и методик описания рабочих процессов.

2. Создание специальных машин для уборки льда экономически неоправданно из-за ограниченной временем годовой эксплуатации и невозможности

использовать их круглый год. Следовательно, перспективным является путь создания специальных ледофрезерных рабочих органов, сменяемых сезонно на типовых коммунальных машинах.

3. Для любого фрезерного рабочего органа актуальной является задача определения нагрузочных характеристик и режимов работы, причем конструктивные особенности фрезы являются определяющими при выборе этих параметров.

4. Исследования физико-механических свойств льда имеет смысл вести только в части установления особенностей поведения льда под действием внешней нагрузки.

### **Список литературы**

1. Ганжа В.А. Обоснование конструкции и основных параметров дискового режущего инструмента для разрушения снежно-ледяных образований: дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2011. – 185 с.

2. Романов В.В. Разработка методики расчета дискофрезерных рабочих органов ледорезных машин и выбор их основных конструктивных параметров: дис. ... канд. техн. наук. – Н. Новгород, 2007. – 280 с.

3. Простакова Л.В. Определение рациональных режимов работы малогабаритной коммунальной машины для зимнего содержания дворовых территорий: дис. ... канд. техн. наук. – Омск, 2010. – 116 с.

4. Кулепов В.Ф. Разработка и создание ледорезных машин для технологических комплексов: дис. ... д-ра техн. наук. – Н. Новгород, 2002. – 602 с.

5. Воскресенский Г.Г. Основы механики разрушения уплотненного снега на автомобильных дорогах. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – 250 с.

## **Раздел 1.2**

# **ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА И ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**



## НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**Б.А. Ахметов, Б.А. Мырзахметов, Ж.Н. Кадыров**

Казахский национальный технический университет  
им. К.И. Сатпаева, г. Алматы, Казахстан

*Предложена конструкция роторного ДВС, позволяющая создавать блочные модификации двигателей, состоящие из двух и более одинаковых блоков, соединенных последовательно между собой муфтами сцепления. Это позволяет управлять мощностью в широком диапазоне, повысить экономичность и улучшить маневренность. Предлагаемая конструкция ДВС защищена инновационными патентами РК и Евразийским патентом.*

**Ключевые слова:** роторный двигатель, ДВС, мощность, регулирование, муфта сцепления, экономичность.

В настоящее время в качестве приводов самоходных транспортных средств и промышленных агрегатов используются преимущественно двигатели внутреннего сгорания. В частности, в буровых установках для привода агрегатов также используются преимущественно поршневые дизельные ДВС, которые должны обладать достаточным крутящим моментом для вращения буровой колонны и лебедки при проведении спуско-подъемных операций, иметь высокую надежность, хорошие пусковые качества и экономичность, простоту обслуживания и ремонта в полевых условиях. Последнее особенно актуально, так как буровые установки работают в отдаленных от населенных пунктов регионах, часто в условиях высокой запыленности воздуха, резких перепадов температур под открытым небом, при резко переменных режимах нагрузки.

Свойства многотопливности ДВС в последние годы также играют немаловажную роль. Стоимость качественного топлива с учетом его доставки к буровой, часто при отсутствии дорог, может возрасти многократно. Существующие ДВС не в полной мере удовлетворяют этим требованиям, поэтому предлагается ДВС принципиально новой конструкции.

Известны различные конструкции роторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1; 2]. Наиболее известной из них является роторный двигатель Ванкеля, который имеет эксцентрически насаженный на вал ротор и в радиальных прорезах которого установлены подпружиненные скользящие уплотняющие лопатки. При вращении ротора-эксцентрика расстояние между стенками цилиндра и образующей ротора меняется, что приводит к изменению объема между ними. Эти изменения объемов используются для осуществле-

ния тактов работы двигателя – всасывания и сжатия воздушно-топливной смеси, сжигания рабочей смеси и выхлопа отработанных газов.

Недостатками названного роторного ДВС являются сложность изготовления конструкции ротора и статора, совмещение всех четырех рабочих тактов внутри одного цилиндра, что приводит к повышенному износу кромок ротора и стенок цилиндра продуктами сгорания в период тактов сгорания и расширения, сложность организации смазки, сложность системы газораспределения.

Кроме того, невозможно оптимизировать форму камеры сгорания для обеспечения качественного смесеобразования и полноты сжигания различных сортов жидких видов топлива. Значительная неравномерность теплового нагружения деталей ДВС на различных тактах приводит к короблению конструкции и снижению его надежности. Все это приводит к сдерживанию его широкого применения.

В предлагаемой конструкции ДВС повышение надежности и ресурса работы элементов конструкции ДВС, обеспечение его многотопливности, улучшение пусковых качеств, увеличение удельной мощности двигателя и уменьшение его массогабаритных показателей достигается путем разнесения парно рабочих тактов ДВС в различные по назначению цилиндры: такты всасывания и сжатия – в одном из цилиндров (являющемся двухкамерным роторно-пластинчатым компрессором), а такты рабочего хода и выхлопа – в другом (являющемся двухкамерным роторно-пластинчатым двигателем), роторы которых уравновешены и установлены на соосных валах; применения съемной выносной камеры сгорания, что позволяет придавать ей любую оптимальную форму для обеспечения полноты сгорания топливно-воздушной смеси.

Организация сжигания топливно-воздушной смеси в съемной, вынесенной за пределы цилиндров камере сгорания позволяет оптимизировать процесс и обеспечить полноту сгорания любых видов топлива, снизить износ деталей ДВС продуктами неполного сгорания, а также уменьшить их теплонпряженность. Отсутствие неуравновешенных деталей снижает вибрацию двигателя. Предельная простота устройства и отсутствие сложного механизма газораспределения упрощает технологию производства и сборки ДВС, существенно снижает габариты и вес двигателя, его стоимость, облегчает его эксплуатацию, технический уход и ремонт. Выносная съемная камера сгорания позволяет применить весь спектр устройств для улучшения пусковых качеств двигателя, не внося никаких изменений в конструкцию непосредственно самого двигателя.

На рис. 1 изображена схема двухцилиндрового двухкамерного роторного ДВС (на рисунке цилиндры показаны условно в одной плоскости – в действительности цилиндры могут располагаться один за другим на одной общей продольной оси или параллельно, связанные между собой зубчатой передачей), состоящего из двух цилиндров  $1$  и  $1_a$ , внутри которых размещены два цилиндрических ротора  $2$  и  $2_a$ , закрепленных на общем валу  $3$ .

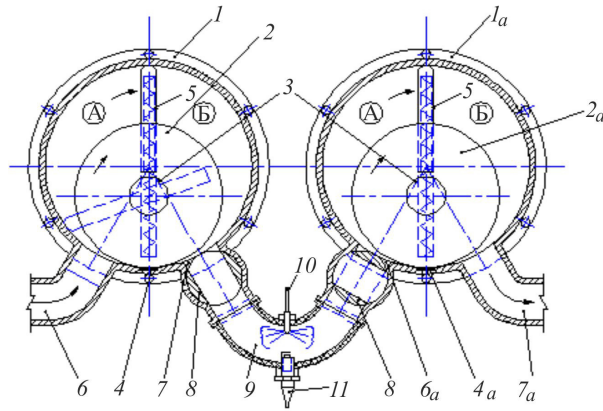


Рис. 1. Роторный двухцилиндровый двухкамерный четырехтактный двигатель внутреннего сгорания

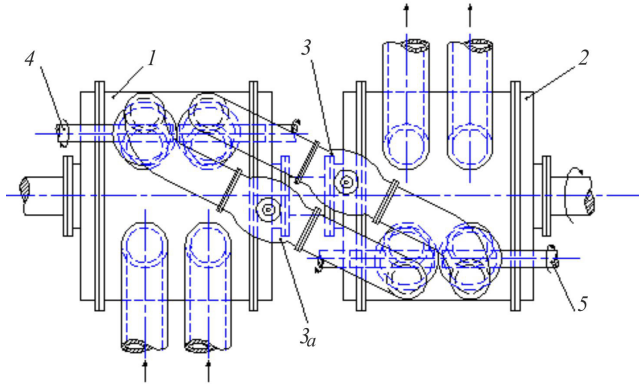


Рис. 2. Компонировочная схема роторного ДВС

Первый цилиндр  $1$  (на рис. 1 слева) выполняет функцию двухкамерного компрессора, а второй цилиндр  $1_a$  (на рис. 1 справа) – функцию двухкамерного двигателя.

Диаметры роторов меньше диаметров цилиндров на 25–40 %, что составляет примерно 0,6–0,75 диаметра цилиндров.

Роторы расположены с эксцентриситетом относительно продольной оси цилиндров так, что стенки роторов касаются внутренней поверхности цилиндров, создавая по линиям касания герметичные уплотнения, препятствующие перетеканию газов. В стенках цилиндров по линиям касания с роторами размещаются графитовые антифрикционные прокладки  $4$  и  $4_a$ . В щелевидных пазах роторов расположены подпружиненные лопатки  $5$  и  $5_a$  – по одной лопатке в каждом роторе, делящие цилиндры на две камеры  $A$  и  $B$ . При работе двигателя концы рабочих лопаток упираются в стенки цилиндров и скользят по ним, создавая герметичные рабочие полости между стенками цилиндров и роторов. В стенках каждого цилиндра по обе стороны от линии касания с рото-

ром расположены слева впускные  $b$  и  $b_a$ , справа выпускные  $7$  и  $7_a$  окна. Цилиндры соединены патрубком, в котором размещены впускной  $\delta$  и выпускной  $\delta_a$  клапаны и съемная камера сгорания  $9$ . Непосредственно в ней расположены форсунка  $10$  и свеча зажигания  $11$ .

Для обеспечения равномерности вращения валов роторов цилиндры komponуются попарно (сдвоенный роторный компрессор и сдвоенный роторный двигатель) со смещением их лопаток на роторах на  $180^\circ$ .

На рис. 2 изображена общая компоновочная схема роторного ДВС, состоящая из сдвоенного двухкамерного компрессора  $1$ , сдвоенного двухкамерного двигателя  $2$ , их распредвалов  $4$  и  $5$  управления клапанами и патрубков со съемными камерами сгорания  $3$  и  $3_a$ .

Двигатель работает следующим образом. При вращении роторов по часовой стрелке (см. рис. 1) в первом цилиндре  $1$  за рабочей лопаткой  $5$  через постоянно открытое впускное окно  $b$  происходит всасывание воздуха (или воздушно-топливной горючей смеси) в камеру  $A$ , а с другой стороны лопатки  $5$  в камере  $B$  – сжатие и нагнетание воздуха (или горючей смеси) через выпускное окно  $7$  и открытый (в данный момент) впускной клапан  $\delta$  в камеру сгорания  $9$  (или в одну из двух камер сгорания  $3$  или  $3_a$ ). В это время другой конец перепускной камеры сгорания в патрубке, соединяющий камеру сгорания с рабочим цилиндром  $1_a$ , перекрыт выпускным клапаном  $\delta_a$ . Когда рабочая лопатка компрессора  $1$  достигнет кромки его выпускного окна  $7$ , впускной клапан  $\delta$  закрывается. Как только рабочие лопатки пройдут нижнюю точку касания роторов со стенками цилиндров через герметичные антифрикционные уплотнения  $4$  и  $4_a$  и перейдут через впускные окна  $b$  и  $b_a$  левых половин цилиндров, выпускной клапан  $\delta_a$  камеры сгорания открывается. Одновременно в камеру сгорания  $9$  впрыскивается топливо форсункой  $10$  и поджигается электрической свечой зажигания или накаливания  $11$ .

Воспламенившаяся рабочая смесь из камеры сгорания под давлением через открытый выпускной клапан  $\delta_a$  поступает в рабочий цилиндр  $1_a$  двигателя, при этом давление рабочих газов на лопатку  $5_a$  со стороны камеры  $A$  перемещает ее по внутренней стенке рабочего цилиндра, увлекая за собой ротор  $2_a$  рабочего цилиндра. С другой стороны лопатки  $5_a$  (камера  $B$ ) происходит вытеснение отработанных газов предыдущего цикла через постоянно открытые выпускные окна  $7_a$  рабочего цилиндра  $1_a$  в выпускной коллектор и далее через глушитель в выхлопную трубу.

Таким образом, одновременно и непрерывно в первом цилиндре  $1$  происходят такты всасывания и сжатия воздуха (или горючей смеси), а во втором цилиндре  $1_a$  – такты рабочего хода и выхлопа отработанных газов.

Так как лопатки в камерах компрессора и двигателя смещены относительно друг друга на  $180^\circ$ , то перепускные камеры сгорания  $3$  и  $3^a$  (см. рис. 2) работают поочередно. В то время, когда в первой камере сгорания  $3$  происходит сгорание горючей смеси, во вторую камеру сгорания  $3^a$  производится на-



гнетание воздуха (или горючей смеси) от компрессора. Это способствует равномерности вращения вала. Привод клапанов компрессора 4 и двигателя 5 может быть выполнен механическим от вала двигателя либо электромеханическим.

Предлагаемая конструкция позволяет создавать блочные модификации двигателей, состоящие из двух и более одинаковых блоков, соединенных последовательно между собой муфтами сцепления, что позволяет управлять мощностью в широком диапазоне, повысить экономичность и улучшить маневренность. Предлагаемая конструкция ДВС защищена инновационными патентами РК и Евразийским патентом.

### Список литературы

1. Луканин В.И. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 1, 2. – М.: Высш. шк., 1995. – 258 с.
2. Инновационный патент РК № 56583 KZ (13) A4 (11) 20088. Роторный двухцилиндровый двухкамерный четырехтактный двигатель внутреннего сгорания / Мырзахметов Б.А., Малинин О.Н. – Оpubл. 15.09. 2008, Бюл. № 9.
3. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 1, 2. – М.: Машиностроение, 1985. – 250 с.

# РАЗРАБОТКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

**А.С. Поторочин, Н.М. Филькин**

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Рассмотрены функциональные схемы комбинированных энергосиловых установок, имеющих в своем составе два источника электрической энергии – тяговую аккумуляторную батарею и батарею водородных топливных элементов. Также представлен алгоритм управления работой электромобиля, заложенный в контроллере транспортного средства и управляющий потоками мощности между источниками энергии.*

**Ключевые слова:** *энергосиловая установка, тяговая аккумуляторная батарея, батарея топливных элементов, алгоритм управления, электромобиль.*

Под энергосиловой установкой (ЭСУ) электромобиля следует понимать совокупность устройств (агрегатов), обеспечивающих хранение и полный цикл преобразования энергии любого происхождения в электрическую для питания привода ведущих колес. Привод ведущих колес осуществляет управляемое преобразование электрической энергии в механическую в соответствии с выбранными режимами работы электромобиля и включает тяговый электродвигатель (ТЭД) с механической передачей.

По количеству источников энергии энергоустановки (ЭУ) можно разделить на однотипные и комбинированные [1]. В однотипных энергоустановках запасенная на электромобиле энергия преобразуется в электрическую только одним способом (например, топливные элементы (ТЭ), обеспечивающие непосредственное преобразование химической энергии топлива в электрическую).

Поскольку к электромобилям предъявляются противоречивые требования повышенной динамики разгона, увеличения дальности пробега и другие, то полностью соответствовать этим требованиям за счет какого-либо одного типа энергоустановки крайне трудно. Ограниченные возможности однотипных энергоустановок можно преодолеть объединением двух источников энергии, которые дополняют положительные свойства друг друга.

В комбинированной энергоустановке (КЭУ) используется сочетание источника с повышенными мощностными характеристиками, предназначенного для работы в кратковременных форсированных режимах нагружения привода ведущих колес (при разгоне электромобиля источник способен развивать мак-

симальную мощность – пусковой источник), и источника большой энергоемкости, обеспечивающего длительный режим работы привода ведущих колес (длительный расход энергии в режиме движения с установившейся скоростью – тяговый источник). Второй источник можно использовать также для восстановления запаса энергии первого. Например, сочетание тяговой аккумуляторной батареи (ТАБ), являющейся источником пиковой мощности, и батареи топливных элементов (БТЭ), работающей на водороде, который хранится в отдельных баках на борту транспортного средства и восполняется по мере расходования. Данная комбинированная энергоустановка и будет рассмотрена далее.

В основу построения функциональной схемы комбинированной энерго-силовой установки (КЭСУ), включающей ТАБ и БТЭ, может быть положена обобщенная схема, представленная на рис. 1 и состоящая из трех основных частей: силовой цепи, энергетического блока и блока вспомогательного оборудования [2].

Силовая цепь включает в себя электронный блок управления, силовой электронный блок, электрическую машину (электродвигатель), механическую трансмиссию и ведущие колеса.

Энергетический блок содержит основной источник энергии, дополнительный источник энергии и блок управления энергией.

Вспомогательный служебный блок включает блок электропитания, усилитель рулевого управления, блок контроля за климатическими условиями и другие современные системы.

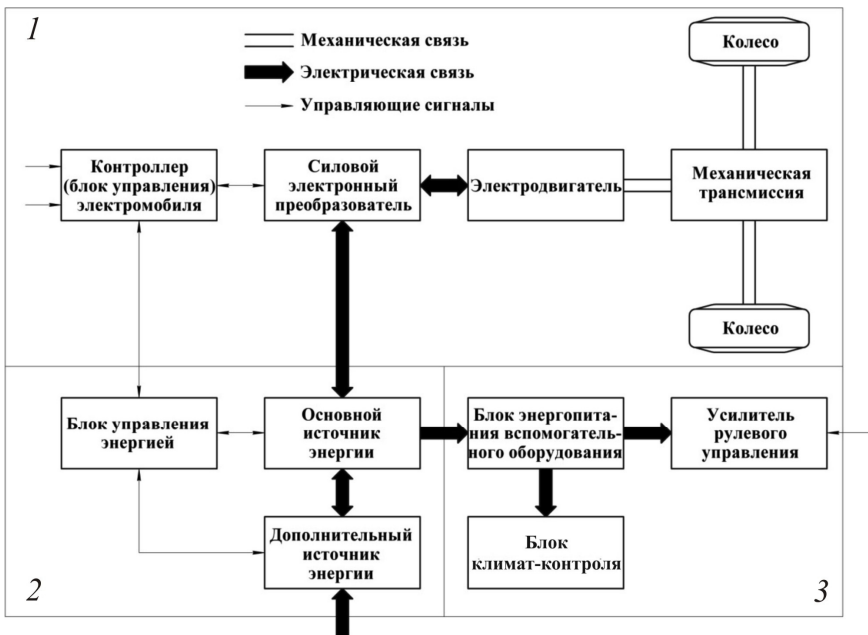


Рис. 1. Обобщенная функциональная схема КЭСУ: 1 – силовая цепь; 2 – энергетический блок; 3 – блок вспомогательного оборудования

Комбинированная система тягового привода, включающая систему топливных элементов, схематично показана на рис. 2, она условно представляет взаимосвязь основных компонентов КЭСУ.

Функциональная схема комбинированной энергосиловой установки с системой топливных элементов и тяговой аккумуляторной батареей, построенная на основании обобщенной функциональной схемы (см. рис. 1), представлена на рис. 3.

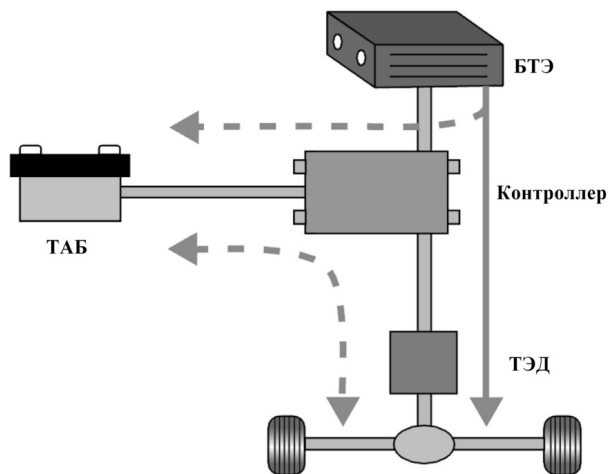


Рис. 2. Связь источников энергии комбинированной системы тягового привода (ТАБ + БТЭ)

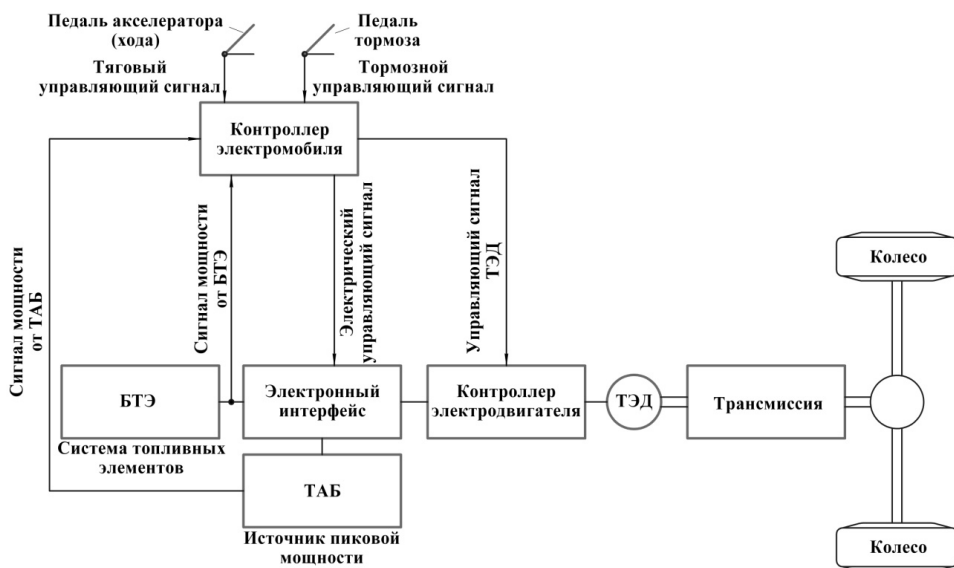


Рис. 3. Функциональная схема КЭСУ (ТАБ + БТЭ)

КЭСУ состоит из системы топливных элементов как основного источника мощности; источника пиковой мощности, которым является ТАБ; привода ТЭД вместе с контроллером; контроллера управления всем транспортным средством и электронного интерфейса, предназначенного для поддержания связи между системой ТЭ и ТАБ [3].

Согласно мощности или вращающему моменту, полученным в виде команды от педали акселератора (педали хода), или педали тормоза, или других управляющих сигналов, контроллер электромобиля контролирует выходную мощность (или момент) тягового электродвигателя и энергетические потоки между системой ТЭ, ТАБ и тяговым приводом. При необходимости пиковой (максимальной) мощности, например при стремительном ускорении, оба источника энергии поставляют мощность приводу ТЭД. При торможении электродвигатель работает как генератор, конвертируя часть энергии торможения в электрическую энергию, и заряжает этой энергией тяговую аккумуляторную батарею (рекуперативное торможение). ТАБ может также подзаряжаться энергией, поступающей от БТЭ, если нагрузочная (требуемая) мощность меньше номинальной мощности БТЭ. Таким образом, при оптимальной структуре и стратегии управления тяговая аккумуляторная батарея никогда не будет нуждаться в подзарядке от источников за пределами транспортного средства. Ниже рассмотрим алгоритм управления описанной системой.

Стратегия управления (алгоритм) – это набор правил контроля и команд управления, заданных в контроллере транспортного средства и управляющих действием каждого компонента в системе тягового привода [2].

Алгоритм, заложенный в контроллере транспортного средства, управляет потоками мощности между системой топливных элементов, тяговой аккумуляторной батареей и тяговым электродвигателем. Этот алгоритм должен обеспечивать выполнение следующих условий [3]:

1. Выходная мощность ТЭД всегда удовлетворяет требуемой мощности.
2. Уровень заряда энергии ТАБ всегда поддерживается в оптимальной области.
3. Система топливных элементов работает в оптимальной рабочей области.

Водитель подает команду движения  $P_{дв}$  или торможения  $P_{тор}$  посредством педали акселератора или педали тормоза. Эту команду можно представить как требуемую (запрашиваемую водителем) мощность  $P_{тр}$ , которую должен выдавать ТЭД.

Согласно требуемой мощности ТЭД и другой информации об электромобиле, такой как уровень заряда энергии ТАБ и минимальной рабочей мощности системы топливных элементов, ниже которой эффективность (КПД) топливных элементов значительно уменьшается, система ТЭ и ТАБ управляются контроллером так, чтобы обеспечивать соответствующую мощность. Рассмотрим различные режимы работы тягового привода и алгоритм управления работой электромобиля (рис. 4) более подробно.

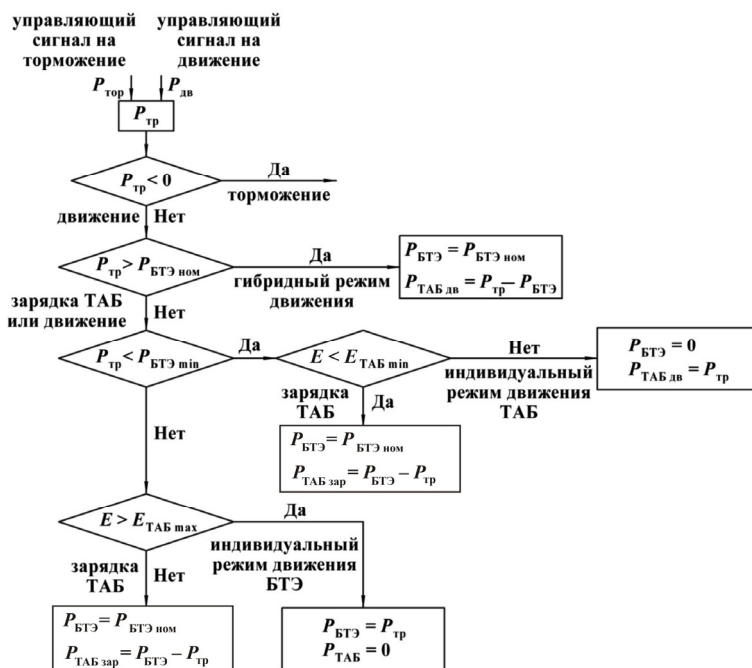


Рис. 4. Алгоритм управления работой электромотобиля с комбинированной энергосиловой установкой, включающей аккумуляторную батарею и батарею топливных элементов:  $P_{БТЭ}$  – мощность БТЭ;  $P_{БТЭ\ ном}$  – номинальная мощность БТЭ;  $P_{БТЭ\ min}$  – минимальная мощность БТЭ;  $P_{ТАБ}$  – мощность ТАБ;  $P_{ТАБ\ дв}$  – индивидуальная тяговая мощность ТАБ;  $P_{ТАБ\ зар}$  – мощность заряда ТАБ;  $E$  – уровень заряда ТАБ;  $E_{ТАБ\ min}$  – нижний (минимальный) уровень заряда энергии ТАБ;  $E_{ТАБ\ max}$  – верхний (максимальный) уровень заряда энергии ТАБ

#### Тяговый режим (режим движения):

1. Если требуемая входная мощность ТЭД больше, чем номинальная мощность БТЭ ( $P_{тр} < P_{БТЭ\ ном}$ ), то используется комбинированный (гибридный) режим движения, при котором система топливных элементов работает при номинальной мощности ( $P_{БТЭ} = P_{БТЭ\ ном}$ ), а остальная требуемая мощность поступает от ТАБ ( $P_{ТАБ\ дв} = P_{тр} - P_{БТЭ}$ ). Номинальная мощность БТЭ может быть установлена на верхнем уровне оптимальной рабочей области топливного элемента.

2. Если требуемая входная мощность меньше, чем заданная минимальная мощность БТЭ ( $P_{тр} < P_{БТЭ\ min}$ ), и ТАБ нуждается в подзарядке (уровень энергии меньше минимального значения,  $E < E_{ТАБ\ min}$ ), то система топливных элементов работает с номинальной мощностью ( $P_{БТЭ} = P_{БТЭ\ ном}$ ), часть которой идет на тяговый привод, а другая часть – на подзарядку ТАБ ( $P_{ТАБ\ зар} = P_{БТЭ} - P_{тр}$ ). Иначе, если ТАБ не нуждается в подзарядке (уровень энергии около максимального значения), система топливных элементов работает на холостых режимах ( $P_{БТЭ} = 0$ ) и электромотобиль движется только за счет ТАБ ( $P_{ТАБ\ дв} = P_{тр}$ ).

В последнем случае пиковая мощность, которую выдает ТАБ, больше, чем требуемая входная мощность ТЭД.

3. Если нагрузочная мощность больше, чем заданная минимальная мощность, и меньше, чем номинальная мощность БТЭ, и ТАБ не нуждается в зарядке ( $E > E_{\text{ТАБ max}}$ ), то электромобиль движется только за счет системы топливных элементов ( $P_{\text{БТЭ}} = P_{\text{тр}}$ ;  $P_{\text{ТАБ}} = 0$ ).

Иначе, если ТАБ нуждается в зарядке, то БТЭ работает на номинальной мощности, часть которой идет на тяговый привод для движения транспортного средства, а часть мощности используется для зарядки ТАБ.

*Режим торможения.* Система топливных элементов работает на холостых режимах, а ТАБ поглощает энергию торможения (ТЭД работает в генераторном режиме).

*Режим полной остановки.* При остановке электромобиля ни система топливных элементов, ни ТАБ не подают мощность тяговому приводу. Система топливных элементов работает на холостых режимах.

### Список литературы

1. Теория и расчет тягового привода электромобилей: учеб. пособие для вузов / И.С. Ефремов [и др.]; под ред. И.С. Ефремова. – М.: Высш. шк., 1984. – 383 с.
2. Богданов К.Л. Тяговый электропривод автомобиля. – М.: Изд-во МАДИ, 2009. – 57 с.
3. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design. – CRC Press, 2010.

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА ТРОГАНИЯ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ

**А.Р. Имангулов, Н.М. Филькин,  
Р.С. Музафаров, А.С. Терехов**

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Математические модели машин разрабатываются с целью проведения исследований и поиска наиболее рациональных (оптимальных) технических решений при проектировании новых или модернизации серийных моделей машин. В статье рассмотрена математическая модель работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упруго-демпфирующими звеньями для режима трогания с места при помощи уравнения Лагранжа второго рода.*

**Ключевые слова:** гибридный автомобиль, гибридная энергосиловая установка, трансмиссия, упруго-демпфирующие звенья, математические модели.

Крутящий момент от гибридной энергосиловой установки (ГЭСУ) к движителю конструктивно можно передавать различными способами. По опубликованным источникам наиболее предпочтительной является параллельная работа двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя (ЭД) (рис. 1), работающего в режиме генератора или двигателя в зависимости от условий работы машины. В этом случае ЭД и ДВС соединены между собой с помощью согласующего редуктора (сумматора), основной функцией которого является суммирование крутящих моментов, подводимых к нему от ДВС и ЭД, для их дальнейшей передачи через агрегаты трансмиссии на движитель машины. Эксплуатационные возможности и надежность этой конструктивной схемы выше. В этом случае возможна работа машины, во-первых, только при работе ДВС; во-вторых, только при работе ЭД (энергия от накопителя электрической энергии); в-третьих, при совместной работе ДВС и ЭД.

Сложность обоснования составляющих ГЭСУ (выбор и обоснование мощностных параметров и характеристик ДВС и ЭД, обеспечение оптимальности режимов их совместной работы, исследование динамических процессов в ГЭСУ, оптимизация параметров трансмиссии, оценка эксплуатационных свойств и т.д.) требует большого объема расчетных исследований в процессе проектирования, поэтому актуален вопрос разработки математических моде-



лей, описывающих динамику машин с ГЭСУ на различных режимах их работы и позволяющих решать перечисленные проблемы обоснования и оптимизации конструктивных параметров и характеристик ГЭСУ.

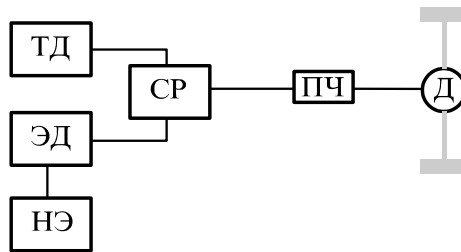


Рис. 1. Структурная схема гибридного автомобиля с параллельной компоновочной схемой ГЭСУ: ТД – топливный двигатель; Г – генератор; ЭД – электродвигатель; НЭ – накопитель энергии; СР – согласующий редуктор; ПЧ – преобразующая часть; Д – дифференциал

Требования адекватности разрабатываемых математических моделей реальным процессам, происходящим в трансмиссиях транспортных машин при их движении в различных дорожных условиях, и более полного изучения влияния различных параметров трансмиссии (коэффициентов упругости и демпфирования, зазоров в кинематических парах и др.) на показатели эксплуатационных свойств машин требуют перехода от динамических моделей с жесткими связями, когда не учитываются зазоры в кинематических парах и деформации в звеньях, т.е. твердые тела считаются абсолютно твердыми, гибкие – нерастяжимыми, жидкие – несжимаемыми, к более сложным математическим моделям исследования, называемым математическими моделями машин с упруго-демпфирующими звеньями.

В общем случае в силу инерционности деталей трансмиссии машины при передаче крутящего момента от двигателя к движителю происходит закручивание валов, т.е. трансмиссия работает как упругий элемент. Кроме того, в трансмиссии возникают силы неупругого сопротивления (демпфирования), зависящие от трения в трансмиссии, угловой скорости вращения, частоты изменения подводимого крутящего момента и ряда других факторов.

Рациональной для исследования показателей таких эксплуатационных свойств, как топливная экономичность и тягово-скоростные свойства, и оптимизации конструктивных параметров по этим показателям является математическая модель, изображенная на рис. 2. Согласно данной структурной схеме можно выделить следующие упруго-демпфирующие участки: соответственно ДВС и ЭД – выходной вал согласующего редуктора; ведомые детали муфты сцепления – ведущие вращающиеся элементы первичного вала коробки передач соответствующей передачи или синхронизатор при его наличии; вращающиеся детали выходного вала коробки передач соответствующей передачи или синхронизатор – движитель машины.

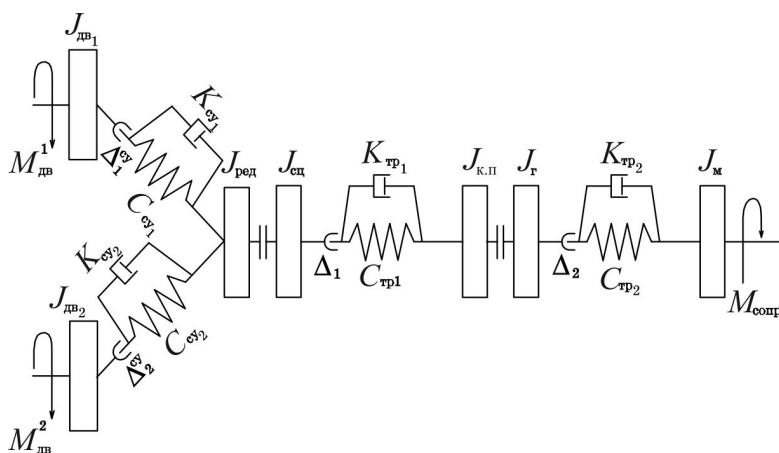


Рис. 2. Структурная схема динамической модели машины с ГЭСУ и механической трансмиссией:  $J_{дв1}$  и  $J_{дв2}$  – суммарные моменты инерции вращающихся деталей соответственно ДВС и ЭД;  $M_{дв}^1$  и  $M_{дв}^2$  – текущие крутящие моменты соответственно ДВС и ЭД;  $\Delta_1^{cy}$ ,  $\Delta_2^{cy}$ ,  $C_{cy1}$ ,  $C_{cy2}$ ,  $K_{cy1}$ ,  $K_{cy2}$  – соответственно суммарные зазоры, коэффициенты угловой жесткости и демпфирования упруго-демпфирующих участков ГЭСУ, соединяющих двигатели с выходным валом согласующего редуктора;  $J_{ред}$  – суммарный приведенный момент инерции вращающихся деталей согласующего редуктора (участков трансмиссии от ДВС и ЭД до выходного вала редуктора с учетом передаточных отношений этих участков);  $J_{сц}$  – момент инерции ведомых деталей муфты сцепления;  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ,  $C_{тр1}$ ,  $C_{тр2}$ ,  $K_{тр1}$ ,  $K_{тр2}$  – соответственно суммарные зазоры, коэффициенты угловой жесткости и демпфирования участков трансмиссии;  $J_{к.п}$  – момент инерции вращающихся деталей коробки передач от первичного вала до синхронизатора включенной передачи;  $J_{г}$  – момент инерции участка трансмиссии от синхронизатора включенной передачи до движителя машины;  $J_{м}$  – суммарный момент инерции поступательно движущейся массы машины и вращающихся деталей ее исполнительных органов;  $M_{сопр}$  – суммарный момент сопротивления исполнительных органов машины и преодоления сил сопротивления движению

При разработке математических моделей работы машины в целом энергетическую установку можно рассматривать отдельно от всех других составляющих (агрегатов) машины, т.е. схематично машину в целом можно представить как комбинацию двух ее частей – энергетической установки и всех других составляющих машины (назовем их механической частью машины), соединенных между собой некоторой активной силовой связью  $F(\varphi_m, \dot{\varphi}_m, \ddot{\varphi}_m)$ . При данных допущениях упрощенная схема динамической модели машины с ГЭСУ будет иметь вид, изображенный на рис. 3.

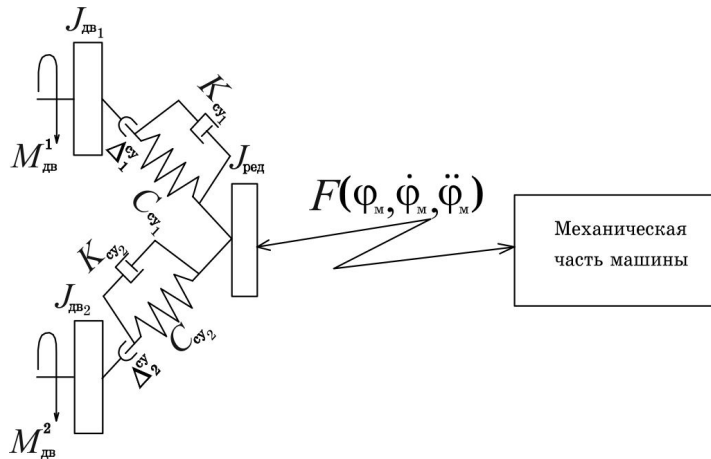


Рис. 3. Упрощенная схема динамической модели машины с ГЭСУ

Задача моделирования работы машины многоструктурная [1; 3; 4], т.е. каждый режим работы описывается своей системой дифференциальных уравнений. При помощи укрупненных четырех режимов можно полностью описать работу машины с механической трансмиссией: включение машины (трогание с места для транспортных машин), работа с буксующей муфтой сцепления, работа с заблокированной муфтой сцепления и переключение передач.

Вывод систем дифференциальных уравнений работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упруго-демпфирующими звеньями для режима трогания проведем при помощи уравнения Лагранжа второго рода [2; 5]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} = Q_k, \quad (1)$$

где  $T$  – кинетическая энергия машины;  $\Pi$  – потенциальная энергия машины;  $\Phi$  – диссипативная функция, характеризующая уменьшение энергии с течением времени;  $Q_k$  – обобщенная сила, соответствующая  $k$ -й обобщенной координате  $q_k$ ;  $\dot{q}_k$  – скорость обобщенной координаты.

Кинетическая энергия машины

$$T = \sum_{i=1}^5 T_{q_i}, \quad (2)$$

где  $T_{q_i}$  – кинетическая энергия, соответствующая обобщенной координате  $q_i$ .

Кинетическая энергия (2) не зависит от обобщенных координат. Следовательно,  $\frac{\partial T}{\partial q_k} = 0$ .

В соответствии с выбранной схемой динамической модели работы машины, изображенной на рис. 2, в общем случае у машины семь степеней свободы, однозначно определяющих ее состояние. В качестве обобщенных координат возьмем следующие независимые друг от друга параметры, число которых равно числу степеней свободы машины:  $\varphi_{дв1}$  – угол поворота вала ДВС;  $\varphi_{дв2}$  – угол поворота вала ЭД;  $\varphi_{ред}$  – угол поворота выходного вала согласующего редуктора;  $\varphi_{сц}$  – угол поворота ведомых деталей муфты сцепления;  $\varphi_{к.п}$  – угол поворота вращающихся деталей коробки передач от первичного вала до синхронизатора соответствующей передачи;  $\varphi_r$  – угол поворота вращающихся деталей трансмиссии от синхронизатора до движителя машины;  $\varphi_k$  – угол поворота вращающихся деталей движителя, колеса для колесного движителя.

Суммарная кинетическая энергия ГЭСУ, представленной на рис. 3, равна сумме кинетических энергий приведенных масс с моментами инерции  $J_{дв1}$ ,  $J_{дв2}$  и  $J_{ред}$ , т.е.

$$T_{ГЭСУ} = 0,5 \left( J_{дв1} \dot{\varphi}_{дв1}^2 + J_{дв2} \dot{\varphi}_{дв2}^2 + J_{ред} \dot{\varphi}_{ред}^2 \right), \quad (3)$$

где  $\dot{\varphi}_{дв1}$ ,  $\dot{\varphi}_{дв2}$  и  $\dot{\varphi}_{ред}$  – угловые скорости соответственно вала ДВС, вала ЭД и выходного вала согласующего редуктора.

При передаче крутящего момента от ДВС (приведенная масса с моментом инерции  $J_{дв1}$ ) к согласующему редуктору (приведенная масса с моментом инерции  $J_{ред}$ ) происходит закручивание соответствующих деталей трансмиссии машины на некоторый угол, поэтому соответствующая потенциальная энергия этого участка вычисляется по формуле

$$П_{сц1} = \begin{cases} 0,5C_{сц1} ((\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) - 0,5\Delta_1^{сц})^2 & \text{при } (\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) > 0,5\Delta_1^{сц}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| \leq 0,5\Delta_1^{сц}, \\ 0,5C_{сц1} ((\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) + 0,5\Delta_1^{сц})^2 & \text{при } (\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) < -0,5\Delta_1^{сц}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $i_{ред1}$  – передаточное отношение данного участка КЭУ.

Для второго участка ГЭСУ потенциальная энергия

$$П_{сц2} = \begin{cases} 0,5C_{сц2} ((\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) - 0,5\Delta_2^{сц})^2 & \text{при } (\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) > 0,5\Delta_2^{сц}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| \leq 0,5\Delta_2^{сц}, \\ 0,5C_{сц2} ((\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) + 0,5\Delta_2^{сц})^2 & \text{при } (\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) < -0,5\Delta_2^{сц}, \end{cases} \quad (5)$$

где  $i_{ред2}$  – передаточное отношение участка трансмиссии от ЭД до согласующего редуктора.

Суммарная потенциальная энергия ГЭСУ

$$\Pi_{ГЭСУ} = \Pi_{сy1} + \Pi_{сy2}. \quad (6)$$

В качестве диссипативной функции учета уменьшения энергии ГЭСУ с течением времени возьмем энергию, связанную с силами демпфирования этих двух упруго-демпфирующих участков, т.е.

$$\Phi_{ГЭСУ} = \Phi_{сy1} + \Phi_{сy2}, \quad (7)$$

где

$$\Phi_{сy1} = \begin{cases} 0,5K_{сy1} (\dot{\varphi}_{дв1} - \dot{\varphi}_{ред} i_{ред1})^2 & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| > 0,5\Delta_1^{сy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| \leq 0,5\Delta_1^{сy}. \end{cases}$$

$$\Phi_{сy2} = \begin{cases} 0,5K_{сy2} (\dot{\varphi}_{дв2} - \dot{\varphi}_{ред} i_{ред2})^2 & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| > 0,5\Delta_2^{сy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| \leq 0,5\Delta_2^{сy}. \end{cases}$$

Для определенности считаем, что все затраты на привод вспомогательного оборудования машины, равные некоторому крутящему моменту  $M_{всп}$ , осуществляются от ДВС. Пусть потери, затрачиваемые на преодоление сил трения на первом и втором упруго-демпфирующих участках ГЭСУ, равны крутящим моментам соответственно  $M_{тр1}^{сy}$  и  $M_{тр2}^{сy}$ .

При данных допущениях на массу с моментом инерции  $J_{дв1}$  действует обобщенная сила

$$M_{дв1}^1 = M_{дв}^1 - M_{всп} - M_{тр1}^{сy}, \quad (8)$$

а на массу с моментом инерции  $J_{дв2}$  действует обобщенная сила

$$M_{дв2}^2 = M_{дв}^2 - M_{всп} - M_{тр2}^{сy}. \quad (9)$$

В конструкциях многих машин на четвертом упруго-демпфирующем участке для повышения крутящего момента, передаваемого непосредственно на рабочие органы машины, расположен редуктор. Потенциальная энергия динамической модели машины с учетом передаточного отношения  $i_0$  этого редуктора состоит соответственно из следующих составляющих:

1. При передаче крутящего момента от двигателя к движителю машины детали трансмиссии закручиваются на некоторый угол, поэтому на третьем упруго-демпфирующем участке (см. рис. 1) будет накапливаться потенциальная энергия

$$\Pi_{\text{тр1}} = \begin{cases} 0,5C_{\text{тр1}}((\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}) - 0,5\Delta_1)^2 & \text{при } (\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}) > 0,5\Delta_1, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}| \leq 0,5\Delta_1, \\ 0,5C_{\text{тр1}}((\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}) + 0,5\Delta_1)^2 & \text{при } (\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}) < -0,5\Delta_1. \end{cases} \quad (10)$$

2. Потенциальная энергия четвертого упруго-демпфирующего участка

$$\Pi_{\text{тр2}} = \begin{cases} 0,5C_{\text{тр2}}((\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}) - 0,5\Delta_2)^2 & \text{при } (\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}) > 0,5\Delta_2, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}| \leq 0,5\Delta_2, \\ 0,5C_{\text{тр2}}((\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}) + 0,5\Delta_2)^2 & \text{при } (\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}) < -0,5\Delta_2. \end{cases} \quad (11)$$

Следовательно, потенциальная энергия машины на этих двух участках

$$\Pi_{\text{тр}} = \Pi_{\text{тр1}} + \Pi_{\text{тр2}}. \quad (12)$$

К диссипативной функции динамической модели отнесем энергию машины, связанную с силами демпфирования. В качестве коэффициентов диссипации упруго-демпфирующих участков возьмем коэффициенты демпфирования. Тогда диссипативная функция имеет вид

$$\Phi_{\text{тр}} = \Phi_{\text{тр1}} + \Phi_{\text{тр2}}, \quad (13)$$

где

$$\Phi_{\text{тр1}} = \begin{cases} 0,5K_{\text{тр1}}(\dot{\varphi}_{\text{сц}} - \dot{\varphi}_{\text{к.п}})^2 & \text{при } |\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}| > 0,5\Delta_1, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{к.п}}| \leq 0,5\Delta_1, \end{cases}$$

$$\Phi_{\text{тр2}} = \begin{cases} 0,5K_{\text{тр2}}(\dot{\varphi}_{\text{г}} - \dot{\varphi}_{\text{к}i_0})^2 & \text{при } |\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}| > 0,5\Delta_2, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{к}i_0}| \leq 0,5\Delta_2. \end{cases}$$

Обобщенные силы  $Q_k$  ( $k=1, \dots, 7$ ), действующие на приведенные массы динамической модели, зависят от режимов работы машины. При трогании машины с места (начальный промежуток времени работы) исполнительные органы машины остаются неподвижными, так как крутящий момент на ведущих колесах меньше суммарного сопротивления на движителе  $M_{\text{сопр}}$ .

На массу с моментом инерции  $J_{\text{сц}}$  действует крутящий момент

$$M_{\text{сц1}} = (M_{\text{дв1}}^1 + M_{\text{дв2}}^2) - M_{\text{тр1}}^0, \quad (14)$$

где  $M_{\text{тр1}}^0$  – крутящий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения на первом участке трансмиссии.

Передача в коробке передач включена, поэтому в данном случае массы с моментами инерции  $J_{к.п}$ ,  $J_{г}$  можно заменить одной, с приведенным моментом инерции  $(J_{к.п}i_k^2 + J_{г})$  и кинетической энергией  $(T_{\phi_{к.п}} + T_{\phi_{г}}) = 0,5(J_{к.п}i_k^2 + J_{г})\dot{\phi}_{г}^2$ , где  $i_k$  – передаточное число. На эту приведенную массу будет действовать обобщенная сила, равная крутящему моменту

$$M_{г1} = -M_{тр2}^0, \quad (15)$$

где  $M_{тр2}^0$  – крутящий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения на четвертом упруго-демпфирующем участке трансмиссии.

В начальный промежуток времени работы движитель машины остается неподвижным, поэтому приведенную массу с моментом инерции  $J_{м}$  мысленно представляем в виде заделки.

Приведенная масса с моментом инерции  $J_{ред}$  испытывает на себе силовое воздействие  $F(\phi_{м}, \dot{\phi}_{м}, \ddot{\phi}_{м})$  со стороны механической части машины. Перечень сил, входящих в  $F(\phi_{м}, \dot{\phi}_{м}, \ddot{\phi}_{м})$ , и их числовые значения зависят от конструктивных особенностей элементов, соединяющих ГЭСУ с механической частью машины. В начальный промежуток времени работы машины (режим трогания) силовая связь между обобщенными координатами соединяемых элементов машины  $F(\phi_{м}, \dot{\phi}_{м}, \ddot{\phi}_{м})$  равна моменту трения в муфте сцепления при ее включении, т.е.  $F(\phi_{м}, \dot{\phi}_{м}, \ddot{\phi}_{м}) = M_{сц}^{вкл}$ . В свою очередь момент трения в муфте сцепления при ее включении вычисляется по следующей формуле:

$$M_{сц}^{вкл} = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_0^{вкл}, \\ \beta_{сц} M_{max} (t - t_0^{вкл}) / \Delta t_{сц}^{вкл} & \text{при } t_0^{вкл} < t < (t_0^{вкл} + \Delta t_{сц}^{вкл}), \\ \beta_{сц} M_{max} & \text{при } t \geq (t_0^{вкл} + \Delta t_{сц}^{вкл}), \end{cases} \quad (16)$$

где  $\beta_{сц}$  – коэффициент запаса сцепления;  $M_{max}$  – максимальный момент двигателя;  $t_0^{вкл}$  – время начала включения муфты сцепления;  $\Delta t_{сц}^{вкл}$  – продолжительность включения муфты сцепления.

По значениям кинетической (3) и потенциальной (6) и (12) энергий, диссипативной функции (7) и (13) и введенным обобщенным силам (8), (9), (14) и (15) с учетом силовой связи  $F(\phi_{м}, \dot{\phi}_{м}, \ddot{\phi}_{м})$  между координатами соединяемых элементов частей машины уравнение Лагранжа (1) позволяет записать систему уравнений, описывающую работу ГЭСУ, в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l}
J_{дв1} \ddot{\varphi}_{дв1} = M_{дв1}^1 \frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв1}} \frac{\partial \Phi_{КЭУ}}{\partial \dot{\varphi}_{дв1}}, \\
J_{дв2} \ddot{\varphi}_{дв2} = M_{дв2}^2 \frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв2}} \frac{\partial \Phi_{КЭУ}}{\partial \dot{\varphi}_{дв2}}, \\
J_{ред} \ddot{\varphi}_{ред} = -\frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{ред1}} \frac{\partial \Phi_{КЭУ}}{\partial \dot{\varphi}_{ред}} - M_{сц}^{вкл}, \\
J_{сц} \ddot{\varphi}_{сц} = M_{сц1} \frac{\partial \Pi_{тр}}{\partial \varphi_{сц}} \frac{\partial \Phi_{тр}}{\partial \dot{\varphi}_{сц}}, \\
(J_{к.п} i_k^2 + J_{\Gamma}) \ddot{\varphi}_{\Gamma} = M_{\Gamma1} \left( \frac{\partial \Pi_{тр}}{\partial \varphi_{к.п}} \frac{\partial \Phi_{тр}}{\partial \dot{\varphi}_{к.п}} \right) i_k - \frac{\partial \Pi_{тр}}{\partial \varphi_{\Gamma}} \frac{\partial \Phi_{тр}}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}}, \\
\ddot{\varphi}_{к.п} = \ddot{\varphi}_{\Gamma} i_k, \\
\ddot{\varphi}_{к} = 0,
\end{array} \right. \quad (17)$$

где

$$\frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв1}} = \begin{cases} C_{сy1} ((\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) - 0,5\Delta_1^{cy}) & \text{при } (\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) > 0,5\Delta_1^{cy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| \leq 0,5\Delta_1^{cy}, \\ C_{сy1} ((\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) + 0,5\Delta_1^{cy}) & \text{при } (\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}) < -0,5\Delta_1^{cy}, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв2}} = \begin{cases} C_{сy2} ((\varphi_{дв} - \varphi_{ред} i_{ред2}) - 0,5\Delta_2^{cy}) & \text{при } (\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) > 0,5\Delta_2^{cy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| \leq 0,5\Delta_2^{cy}, \\ C_{сy2} ((\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) + 0,5\Delta_2^{cy}) & \text{при } (\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}) < -0,5\Delta_2^{cy}, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Phi_{КЭУ}}{\partial \dot{\varphi}_{дв1}} = \begin{cases} K_{сy1} (\dot{\varphi}_{дв1} - \dot{\varphi}_{ред} i_{ред1}) & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| > 0,5\Delta_1^{cy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв1} - \varphi_{ред} i_{ред1}| \leq 0,5\Delta_1^{cy}, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Phi_{КЭУ}}{\partial \dot{\varphi}_{дв2}} = \begin{cases} K_{сy2} (\dot{\varphi}_{дв2} - \dot{\varphi}_{ред} i_{ред2}) & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| > 0,5\Delta_2^{cy}, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{дв2} - \varphi_{ред} i_{ред2}| \leq 0,5\Delta_2^{cy}, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{ред}} = -\frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв1}} i_{ред1} - \frac{\partial \Pi_{КЭУ}}{\partial \varphi_{дв2}} i_{ред2},$$

$$\frac{\partial \Pi_{тр}}{\partial \varphi_{сц}} = \begin{cases} C_{тр1} ((\varphi_{сц} - \varphi_{к.п}) - 0,5\Delta_1) & \text{при } (\varphi_{сц} - \varphi_{к.п}) > 0,5\Delta_1, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{сц} - \varphi_{к.п}| \leq 0,5\Delta_1, \\ C_{тр1} ((\varphi_{сц} - \varphi_{к.п}) + 0,5\Delta_1) & \text{при } (\varphi_{сц} - \varphi_{к.п}) < -0,5\Delta_1, \end{cases}$$



$$\frac{\partial \Pi_{\text{тр}}}{\partial \varphi_{\Gamma}} = \begin{cases} C_{\text{тр}2} ((\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0) - 0,5\Delta_2) & \text{при } (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0) > 0,5\Delta_2, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0| \leq 0,5\Delta_2, \\ C_{\text{тр}2} ((\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0) + 0,5\Delta_2) & \text{при } (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0) < -0,5\Delta_2, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Phi_{\text{тр}}}{\partial \dot{\varphi}_{\text{сц}}} = \begin{cases} K_{\text{тр}1} (\dot{\varphi}_{\text{сц}} - \dot{\varphi}_{\kappa.п}) & \text{при } |\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\kappa.п}| > 0,5\Delta_1, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\kappa.п}| \leq 0,5\Delta_1, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Phi_{\text{тр}}}{\partial \dot{\varphi}_{\Gamma}} = \begin{cases} K_{\text{тр}2} (\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{\varphi}_{\kappa} i_0) & \text{при } |\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0| > 0,5\Delta_2, \\ 0 & \text{при } |\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\kappa} i_0| \leq 0,5\Delta_2, \end{cases}$$

$$\frac{\partial \Pi_{\text{тр}}}{\partial \varphi_{\kappa.п}} = -\frac{\partial \Pi_{\text{тр}}}{\partial \varphi_{\text{сц}}}, \quad \frac{\partial \Phi_{\text{тр}}}{\partial \dot{\varphi}_{\kappa.п}} = -\frac{\partial \Phi_{\text{тр}}}{\partial \dot{\varphi}_{\text{сц}}}.$$

Математические модели машин разрабатываются с целью проведения исследований и поиска наиболее рациональных (оптимальных) технических решений при проектировании новых или модернизации серийных моделей машин. При этом экспериментальные методы исследований применяются для определения исходных конструктивных параметров и характеристик исследуемой машины, а также при доказательстве адекватности математических моделей работе проектируемой машины.

### Список литературы

1. Динамика машин и управление машинами: справочник / В.К. Асташев [и др.]; под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
2. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988. – 336 с.
3. Полунгян А.А., Кондрашкин С.И., Плужников Б.И. Моделирование разгона автомобиля с учетом динамики трансмиссии // Динамика транспортных средств: межвуз. сб. тр. – М.: Изд-во ВЗМИ, 1982. – С. 138–147.
4. Семенов В.М., Кондрашкин С.И., Контанистов С.П. Определение динамической нагруженности трансмиссии и работы буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 2. – С. 23–26.
5. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. – М.: Наука, 1979. – 944 с.

# ИЗУЧЕНИЕ ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО- СТРУКТУРНОГО ПОДХОДА

**С.И. Вахрушев, Б.В. Лядов**

Пермский военный институт внутренних войск МВД, Россия

*Предложена методика проблемного изложения учебного материала с применением функционально-структурного подхода при изучении электрической схемы генераторной установки автомобиля с учетом основных положений теории сложных систем. Одним из таких положений является диалектическое единство функции и структуры.*

**Ключевые слова:** выпрямитель, генератор, регулятор напряжения, ротор, статор.

Генераторная установка автомобиля (ГУА) предназначена:

- для обеспечения питанием потребителей бортовой сети автомобиля;
- восполнения расхода электроэнергии аккумуляторной батареи автомобиля, т.е. зарядки аккумулятора во время работы двигателя.

Генераторная установка автомобиля – это достаточно сложное техническое устройство, которое по принципу конструктивного исполнения одинаково реализуется на основе принципиальных электрических схем как у отечественных, так и у зарубежных производителей автомобилей.

Принципиальные электрические схемы выполняются в условных графических обозначениях и состоят из множества взаимосвязанных определенным образом элементов, различающихся по функциональному назначению. Изучение режимов работы ГУА по сложным электрическим схемам представляет собой трудоемкую задачу, требует определенных затрат времени на освоение принципа действия каждого элемента в отдельности.

Исходная структурная схема ГУА показана на рис. 1. Анализ этой схемы приводит к выявлению недостатков и требует поэтапного ее усложнения путем наращивания недостающих элементов в соответствии с требованиями следующих технологических операций:

- способности выдерживать высокую температуру в замкнутом пространстве (под капотом автомобиля);
- обеспечения влаго-, пыле- и грязезащищенности в процессе эксплуатации;
- стойкости к воздействию повышенной вибрации двигателя;

- стабилизации напряжения питания СЭА в широком диапазоне регулирования в зависимости от характера нагрузки потребителей БСА и изменений частоты вращения двигателя автомобиля;
- способности развивать мощность, достаточную для питания потребителей БСА на холостом ходу двигателя (как показывает практика, это значение составляет 40–50 % от номинальной мощности двигателя);
- реализации изделия по однопроводной схеме, для которой в качестве второго провода «минусовая клемма» применяется корпус автомобиля, т.е. «масса».

Генераторная установка автомобиля (рис. 2) обеспечивает потребителей БСА постоянным электрическим током. Однако механическую энергию можно первоначально преобразовать в электрическую энергию переменного тока, поэтому генераторы автомобилей для преобразования переменного тока в постоянный дополнительно оснащались выпрямителем-коллектором со щетками. На современном этапе развития автомобилестроения находят применение генераторы с полупроводниковым выпрямителем.

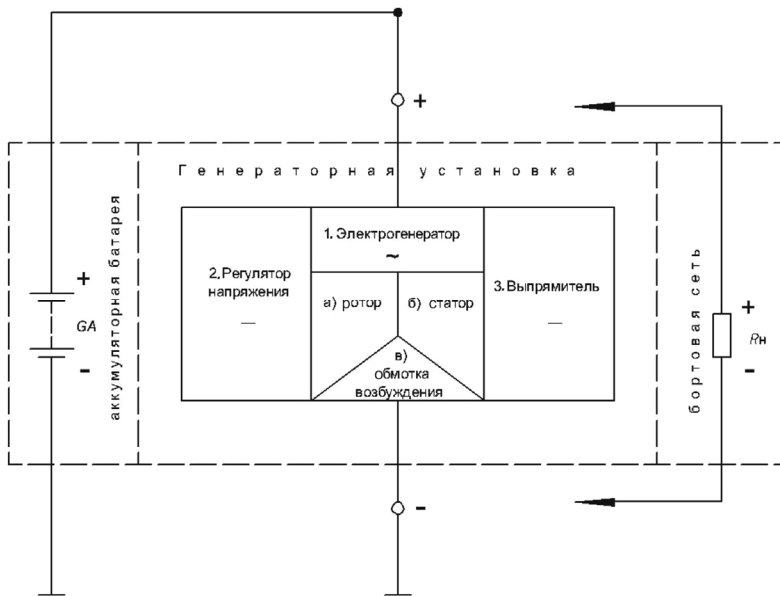


Рис. 1. Структурная схема генераторной установки автомобиля

В настоящее время в России и за рубежом широко выпускаются ГУ, рассчитанные на номинальные напряжения величиной 14 и 28 В, а именно:

$U_{\text{пит}} = 14 \text{ В}$  – применяется для автомобилей с бензиновым двигателем;

$U_{\text{пит}} = 28 \text{ В}$  – для автомобилей с дизельным двигателем;

$U_{\text{пит}} = 14 \text{ и } 28 \text{ В}$  – для некоторых марок автомобилей с дизельным двигателем, имеющим двухуровневую систему электроснабжения (например, ЗиЛ-5301 «бычок», ЗиЛ-133ГЯ, ЗиЛ-4331 и т.п.).

Генераторная установка автомобиля состоит из следующих основных элементов (см. рис. 1):

- электрического генератора (генератор);
- выпрямителя (или вентиля);
- регулятора напряжения.

Основные узлы генератора автомобиля состоят из статора, ротора и обмотки возбуждения, где создается магнитный поток при протекании по ним электрического тока, а также возникает электрический ток при изменении самого магнитного потока (в обмотке статора). Питание обмотки возбуждения ротора (ОВРт) осуществляется от источника постоянного тока (может быть непосредственно аккумуляторная батарея).

Если питание ОВРт подается от ГА, то говорят, что генератор работает на самовозбуждении (или самовозбуждается). Тогда первоначальное напряжение образуется за счет остаточного магнитного потока, который создается стальными частями ротора даже при отсутствии электрического тока в ОВСт. В свою очередь, первоначальное напряжение вызывает появление электрического тока в ОВСт, вследствие чего происходит лавинообразное усиление магнитного потока в ГА, т.е. генератор самовозбуждается. Однако самовозбуждение ГА характерно для высоких частот вращения ротора, что может привести к повышенному износу контактирующих частей и является в его работе недостатком.

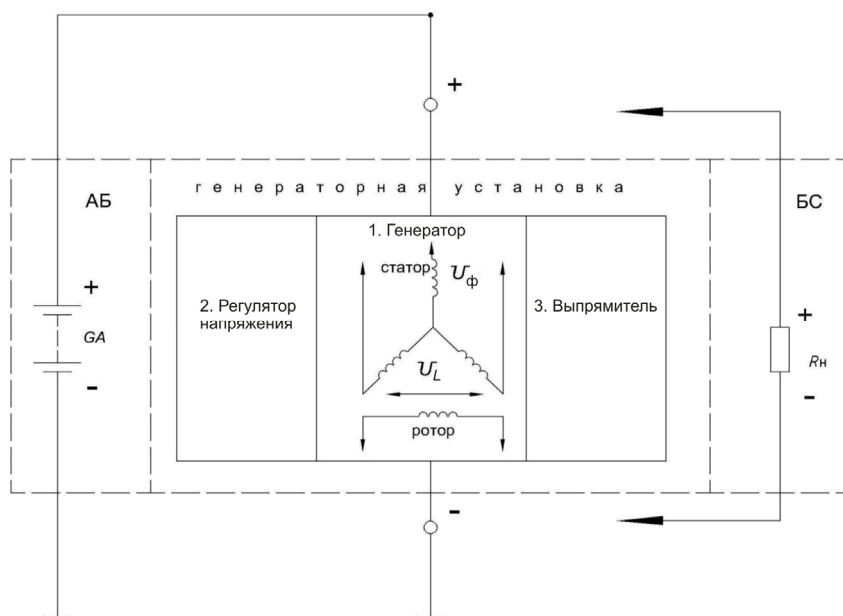


Рис. 2. Структурная схема генераторной установки автомобиля с электрической схемой генератора

Для компенсации этого недостатка в схему ГУА, если ОВСт не соединена с аккумуляторной батареей, вводят сеть через контрольную лампу мощностью не более 2–3 Вт. Это позволяет подать через лампу небольшой ток, который обеспечивает возбуждение ГА при низких частотах вращения ротора.

Выпрямитель ГУА предназначен для преобразования переменного тока генератора автомобиля в постоянный ток, необходимый для питания потребителей БСА и зарядки аккумуляторной батареи автомобиля.

Типовая электрическая схема выпрямителя ГУА реализуется на базе двухтактного выпрямителя трехфазной системы переменного тока с полупроводниковыми диодами (рис. 3).

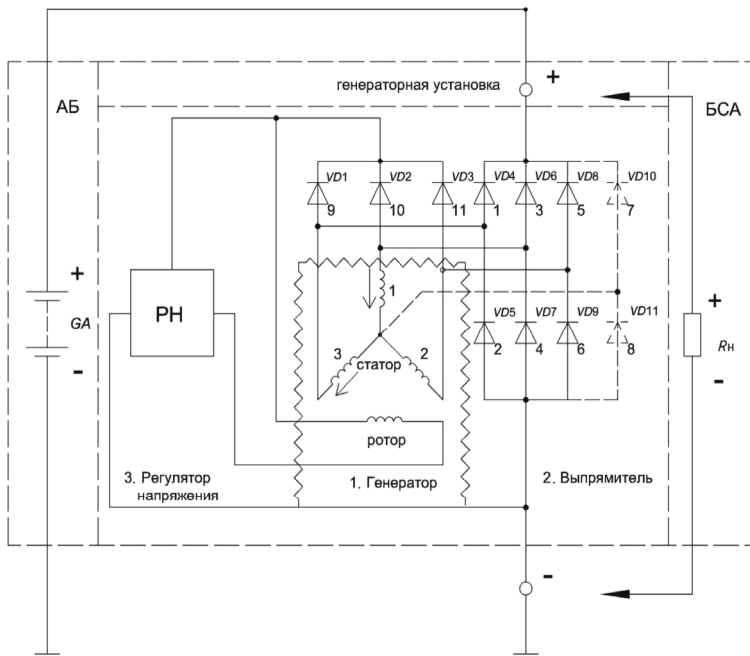


Рис. 3. Электрическая схема выпрямителя ГУА с полупроводниковыми диодами

Выпрямитель ГУА состоит из следующих элементов:

1.  $VD 1–VD 3$  – слаботочные диоды (3 шт.).
2.  $VD 4–VD 9$  – силовые диоды (6 шт.).
3.  $VD 10–VD 11$  – силовые диоды (2 шт.), могут включаться в схему дополнительно (на рис. 4 обозначены пунктиром).

Диоды  $VD 1–VD 3$  предназначены для защиты аккумуляторной батареи автомобиля от утечки тока разряда при неработающем двигателе через подключенные обмотки возбуждения ГА.

Диоды  $VD 4–VD 9$  предназначены для выпрямления трехфазного переменного тока ГА, причем диоды  $VD 4, VD 6, VD 8$  соединены с «+» клеммой ГА, а диоды  $VD 5, VD 7$  и  $VD 9$  – с «-» клеммой ГА или «массой».

Диоды  $VD 10$  и  $VD 11$  предназначены для повышения мощности ГА и применяются для электрических схем с соединением «звезда» ( $\Delta$ ), так как образуют дополнительное плечо, которое запитывается от «нулевой» точки ГА и вступает в работу, если фазные напряжения ГА отличаются от формы сигнала «идеальной синусоиды» для переменного напряжения, что, как правило, имеет место на практике.

Основное свойство полупроводниковых диодов заключается в способности в открытом состоянии пропускать ток при прямом подключении напряжения и практически не проводить ток при обратном подключении напряжения. Практическое применение диодов предназначается для выпрямления переменного напряжения и тока.

Если внимательно проанализировать работу выпрямителя в любой момент времени, то легко убедиться, что диоды  $VD 4$ – $VD 9$  выпрямителя переходят из открытого состояния в закрытое и наоборот таким образом, что в нагрузке (потребители БСА) ток протекает только в одном направлении от клеммы (вывода) «+» ГУ к ее клемме (выводу) «-», т.е. в нагрузке протекает всегда постоянный (или выпрямленный) ток.

Диоды выпрямителя ОБ работают по аналогичному принципу, обеспечивая выпрямленным током обмотку возбуждения ГА. Выпрямитель обмотки возбуждения ГА состоит из шести диодов (дополнительно к диодам  $VD 1$ – $VD 3$  подключены диоды  $VD 5$ ,  $VD 7$  и  $VD 9$ , которые являются общими с силовым выпрямителем на диодах  $VD 4$ – $VD 9$ ). Поскольку ток ОБ генератора значительно меньше тока, отдаваемого потребителям БСА, то в качестве диодов  $VD 1$ – $VD 3$  применяются малогабаритные элементы, рассчитанные на ток не более 2–3 А.

Дополнительное плечо выпрямителя ГА, образованное диодами  $VD 10$  и  $VD 11$ , включается в работу, если фазные напряжения ГА испытывают какую-либо перегрузку, что отражается на практике в виде искажений формы сигнала переменного напряжения от идеальной синусоиды.

Регулятор напряжения ГУА (рис. 4) предназначен для поддержания напряжения питания БСА в заданных пределах во всех режимах работы при изменении частоты вращения ротора ГА, температуры окружающей среды и электрической нагрузки, потребляемой бортовой сетью автомобиля.

Кроме того, на регулятор напряжения ГУА могут быть возложены некоторые дополнительные функции, например:

- автоматически включать в БСА цепь обмотки возбуждения генератора или систему сигнализации аварийной работы ГУА;
- защищать элементы ГУА от перегрузки и аварийных режимов работы.

Все разработанные до настоящего времени РН работают по одному принципу – общее напряжение генератора зависит от изменения трех основных факторов:

- 1) частоты вращения ротора ГУА;
- 2) силы тока, отдаваемого генератором потребителям БСА;
- 3) величины магнитного потока, создаваемого током ОБ генератора.

Чем выше частота вращения ротора ГА, тем меньше нагрузка, отдаваемая потребителям БСА, тем выше напряжение ГА.

Увеличение силы тока в ОВ генератора приводит к повышению магнитного потока и в конечном итоге к возрастанию напряжения, вырабатываемого ГА. Снижение величины силы тока в ОВ генератора уменьшает общее напряжение, вырабатываемое ГА.

Стабилизация напряжения ГУА обеспечивается изменением (или регулированием) тока возбуждения генератора. Этот принцип заложен в основу разработки всех отечественных и зарубежных РН. Если напряжение в сети возрастает (или уменьшается), то соответственно уменьшается (или увеличивается) ток возбуждения обмотки возбуждения ГА и, следовательно, напряжение, вырабатываемое ГУА, регулируется в заданных пределах.

В регуляторе напряжения со входного делителя напряжение подается на элемент сравнения, в котором роль эталонной величины выполняет напряжение стабилизации на полупроводниковом стабилитроне  $VD_{12}$ . Широкое применение на практике находит способность стабилитрона не пропускать через себя электрический ток, если напряжение ниже напряжения стабилизации, и, наоборот, пропускать ток (говорят: «пробивается стабилитрон»), если напряжение на нем превышает напряжение стабилизации. Причем напряжение на стабилитроне в течение всех изменений на входе РН остается практически постоянным.

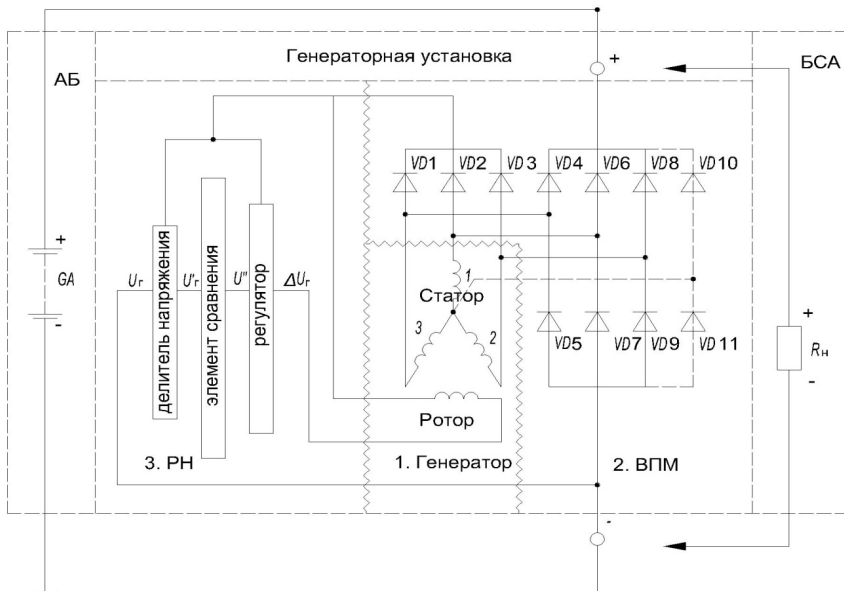


Рис. 4. Электрическая схема генераторной установки автомобиля со структурной схемой регулятора напряжения

Электрический ток, протекающий через стабилитрон, включает электронное реле, которое коммутирует цепь ОБ генератора автомобиля таким образом, что регулирование величины тока в цепи ОБ изменяется в нужную сторону.

В вибрационных и контактно-транзисторных РН чувствительный элемент реализован в виде обмотки электромагнитного реле, напряжение к которому может подаваться через входной делитель напряжения. В качестве эталонной величины применяется сила натяжения пружины, противодействующая силе притяжения электромагнита реле. Коммутация в цепи ОБ ГА осуществляется контактами электромагнитного реле или с помощью полупроводников (для контактно-транзисторного РН).

В качестве измерительного элемента предложенной блок-схемы электронного РН может быть входной делитель напряжения, реализованный на резисторах (для электрической схемы, предложенной на рис. 5, использованы элементы  $R1$  и  $R2$ ).

Отличительной особенностью автомобильных РН является дискретное регулирование напряжения с помощью включения и выключения дополнительного резистора  $R3$ . Дополнительный резистор  $R3$  устанавливается непосредственно в цепи ОБ ГА (для транзисторных РН) или последовательно с ОБ (для вибрационных и контактно-транзисторных РН). Это позволяет регулировать относительную продолжительность включения ОБ ГА.

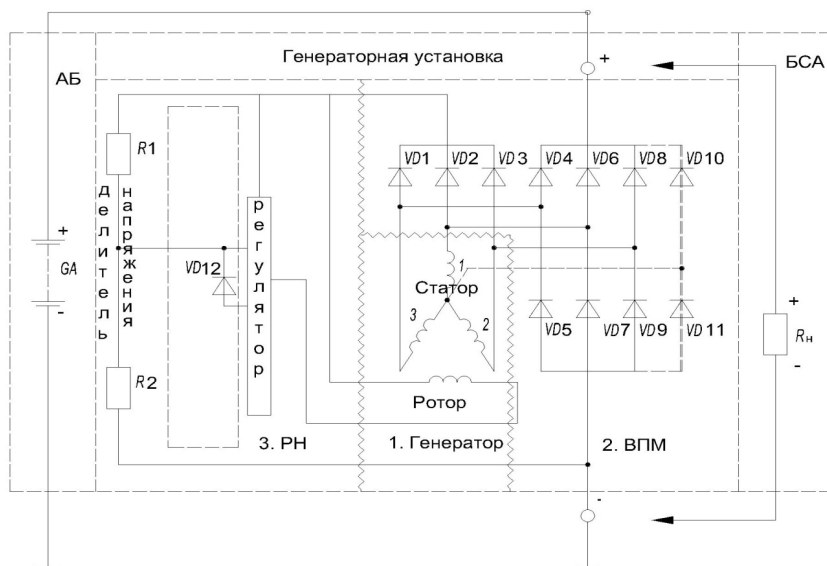


Рис. 5. Электрическая схема генераторной установки автомобиля с делителем напряжения на резисторах  $R1$  и  $R2$  и стабилизатором напряжения  $VD12$  в качестве элемента сравнения

Отличительной особенностью автомобильных РН является дискретное регулирование напряжения с помощью включения и выключения дополнительного резистора  $R3$ . Дополнительный резистор  $R3$  устанавливается не-



посредственно в цепи ОБ ГА (для транзисторных РН) или последовательно с ОБ (для вибрационных и контактно-транзисторных РН). Это позволяет регулировать относительную продолжительность включения ОБ ГА.

В последнее время отечественные и зарубежные производители ГУА чаще применяют электронные транзисторные РН, чем вибрационные и контактно-транзисторные РН, поэтому принцип работы первых РН целесообразно рассмотреть на примере типовой схемы, близкой к отечественному РН марки Я112А2 и зарубежному аналогу марки EE14V3 фирмы BOSCH.

Регулятор напряжения работает вместе с генератором автомобиля, который оснащен дополнительным выпрямителем обмотки возбуждения на шести диодах  $VD 1–VD 3$  и  $VD 5, VD 7, VD 9$  (в некоторых случаях может быть  $VD 11$ ) (рис. 6).

Особенность таких электрических схем заключается в применении полупроводникового стабилитрона  $VD 12$  в качестве элемента сравнения ( $VD 12$  не пропускает электрический ток при напряжениях ниже величины напряжения стабилизации диода, а при достижении величины напряжения стабилизации  $VD 12$  пробивается и начинает пропускать ток, который далее коммутирует ОБ ГА). При уменьшении величины напряжения на входном делителе напряжения (резисторы  $R1$  и  $R2$ ) полупроводниковый стабилитрон  $VD 12$  снова закрывается и электрический ток через него прекращает поступать в ОБ ГА. Это обратимое свойство стабилитронов и легло в основу реализации электрической схемы подобных регуляторов напряжений ГУА.

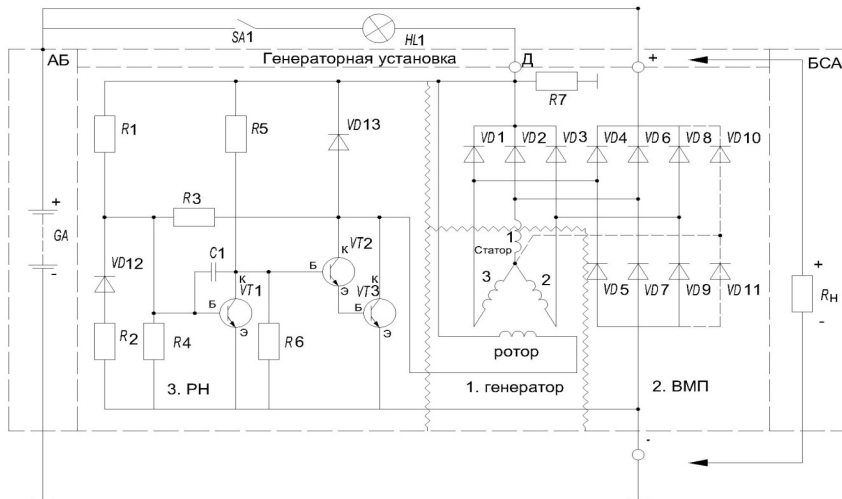


Рис. 6. Электрическая схема генераторной установки автомобиля с электронным регулятором напряжения и выпрямителем на диодах

Транзисторы  $VT 1–VT 3$  ( $n-p-n$  типа), используемые в регуляторе напряжения, проводят ток между коллектором (К) и эмиттером (Э) или говорят, что они открыты, если в цепи база (Б) – эмиттер (Э) протекает ток. И наоборот, транзисторы  $VT 1–VT 3$  не проводят электрический ток в цепи коллектор (К) – эмиттер (Э) или говорят, что они закрыты, если в базовой цепи транзистора

электрический ток прекращается. Необходимый режим работы транзисторов  $VT 1$  и  $VT 2$  создается включением в цепи между эмиттером (Э) и базой (Б) дополнительных резисторов  $R4$  и  $R6$  соответственно.

Напряжение к стабилитрону  $VD 12$  подводится с выводов (клемм) ГА, при этом подается выпрямленное фазное напряжение через делитель напряжения  $R1$  и  $R2$ . Стабилитрон  $VD 12$  остается закрытым и электрический ток через него не проходит до тех пор, пока напряжение ГА небольшое и на стабилитроне  $VD 12$  создается падение напряжения по величине ниже напряжения стабилизации. А это значит, что базовая цепь транзистора  $VT 1$  обесточена и в цепи коллектор (К) – эмиттер (Э) транзистора  $VT 1$  электрический ток не протекает. В этом случае электрический ток поступает через резистор  $R5$  от вывода «+» Д генератора в базовую цепь транзистора  $VT 2$  и далее по цепи через резистор  $R6$  замыкается на вывод (клемму) «–» Д. Электрический ток открывает транзистор  $VT 2$  и через его переход коллектор (К) – эмиттер (Э) поступает к базе (Б) следующего транзистора  $VT 3$ , открывая последний. Это в конечном итоге обеспечивает подключение обмотки возбуждения ГА к цепи питания через переход коллектор (К) – эмиттер (Э) транзистора  $VT 3$ .

Такое соединение транзисторов  $VT 2$  и  $VT 3$ , когда их коллекторные выводы объединены, а питание базы (Б) транзистора  $VT 3$  производится от эмиттера (Э) другого транзистора (в нашем случае – это  $VT 2$ ), называется схемой *Дарлингтона*. Два транзистора  $VT 2$  и  $VT 3$ , соединенные по указанной схеме, принято рассматривать как один составной транзистор с большим коэффициентом усиления по току.

С увеличением частоты вращения ротора ГА напряжение генератора возрастает, увеличивая также напряжение на стабилитроне  $VD 12$ , и наоборот. При достижении величины напряжения стабилизации стабилитрон  $VD 12$  пробивается и начинает пропускать электрический ток, который поступает в базовую цепь составного транзистора  $VT 2$ ,  $VT 3$  и на «–» массу. Это приводит к закрытию составного транзистора  $VT 2$ ,  $VT 3$ , следовательно, цепь питания ОВ ГА разрывается, так как ток в ней прекращается, что вызывает уменьшение магнитного потока статора, и, как следствие, уменьшается напряжение, вырабатываемое ГА (т.е. фазное напряжение, которое подается потребителям БСА и это же напряжение подается на вход РН генератора). Вследствие уменьшения напряжения на стабилитроне  $VD 12$  последний открывается, закрывая транзистор  $VT 1$ , а это, в свою очередь, приводит к открытию составного транзистора  $VT 2$  и  $VT 3$ , через переход которого снова начинает поступать электрический ток в обмотку возбуждения ГА от цепи питания. Это вызывает увеличение магнитного потока статора и напряжения, вырабатываемого ГА. Физический процесс повторяется аналогичным порядком, снова и снова регулируя напряжения ГУА.

В окончательной электрической схеме регулятора напряжения применяются дополнительные элементы, характерные для всех РН современных автомобилей. Рассмотрим и разберем предназначение каждого элемента в отдельности (см. рис. 6).

Диод  $VD 13$  – предназначен для предотвращения опасных всплесков напряжения, возникающих из-за обрыва цепи обмотки возбуждения с большой индуктивностью при закрытии составного транзистора  $VT 2$  и транзистора  $VT 3$ .

Конденсатор  $C 1$  – является фильтром, который защищает РН от влияния импульсов напряжения на входе.

Резистор  $R3$  – является сопротивлением в цепи жесткой обратной связи. При открытии составного транзистора  $VT 2$  транзистор  $VT 3$  оказывается параллельно подключенным резистору  $R2$  делителя входного напряжения. Это позволяет резко уменьшить напряжение на диоде  $VD 12$ , ускоряя переключение схемы РН и повышая одновременно его частоту переключения.

Резистор  $R7$  – предназначен для расширения диагностических способностей контрольной лампы  $HL 1$ . При наличии контрольной лампы  $HL 1$  в цепи, если двигатель работает и произойдет обрыв цепи ОВ, то лампа  $HL 1$  загорится и будет сигнализировать о возникшей неисправности ГУА.

Терморезистор  $R_n$  – предназначен для автоматизации процессов изменения уровня поддерживаемого напряжения ГУА.

На основании исследования можно сделать следующие выводы:

1. Предложенный функционально-структурный подход основывается на положении, что изучение ГУА представляет собой раскрытие ее функционально-структурной организации, т.е. функций, которые выполняет генераторная установка автомобиля и структуры элементов, с помощью которых эти функции реализуются.

2. Педагогические исследования показывают, что изучение функционально-структурной организации ГУА необходимо рассматривать лишь на основе первичности функций по отношению к структуре.

3. Использование ФСП позволяет улучшить качество изучения электрической схемы генераторной установки автомобиля за счет более глубокого проникновения в структуру построения и описание режимов ее функционирования.

4. Предлагаемая методика использования ФСП позволяет сократить время на изучение генераторной установки автомобиля, но требует от преподавателя большого объема подготовительной работы по изготовлению поясняющих рисунков и описанию каждого элемента принципиальной электрической схемы в отдельности.

### Список литературы

1. Вахрушев С.И. Основы обучения техническим дисциплинам с применением функционально-структурного подхода: монография / ПВИ ВВ МВД России. – Пермь, 2007. – 167 с.

2. Новиков Д.А. Статистические методы в педагогических исследованиях (типовые случаи). – М.: МЗ-Пресс, 2004. – 67 с.

## ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ НА РЕКУПЕРАЦИЮ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

**С.В. Тарасов, Н.М. Филькин**

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Рассмотрено влияние режима торможения на процесс рекуперации кинетической энергии. Предложены две схемы торможения. Проведен сравнительный анализ предложенных режимов торможения с точки зрения эффективности рекуперации кинетической энергии.*

**Ключевые слова:** рекуперация кинетической энергии, режим торможения, рекуперативное торможение, тяговый электродвигатель, тормозные свойства.

Кинетическая энергия поступательно движущегося традиционного транспортного средства во время торможения просто рассеивается в виде тепла в тормозных механизмах, в то время как рекуперативное торможение позволяет вернуть часть кинетической энергии и повторно ее использовать [1; 2; 3; 4]. В гибридных и электрических транспортных средствах для реализации процесса рекуперации энергии используется электрическая рекуперативная система торможения. Наличие электрической трансмиссии позволяет рекуперировать энергию в тяговом электродвигателе (ТЭД) и затем запастись ее в накопителе электрической энергии для последующего использования. ТЭД производит необходимый тормозной момент, осуществляя рекуперативное торможение, работая при этом в режиме генератора.

Использование рекуперативной системы торможения позволяет повысить топливную экономичность и, как следствие, снизить выбросы вредных веществ [1; 3; 4]. Кроме того, данная система должна обеспечивать требуемое замедление и тормозной путь. Оптимальной с точки зрения эффективности рекуперации кинетической энергии будет такая рекуперативная система торможения, которая позволит запастись как можно больше энергии, при этом выполняя безопасное и комфортное торможение. Следовательно, рекуперативная тормозная система должна работать в широком диапазоне замедлений, отвечая требованиям различных режимов торможения. При этом один и тот же тормозной путь можно обеспечить разными замедлениями. Каждый режим требует свою тормозную мощность, как следствие, величина рекуперативной энергии будет изменяться в зависимости от этого. Задача этой работы – проанализировать влияние режима торможения на процесс рекуперации кинетической энергии.

Для решения поставленной задачи определим два режима торможения. Предположим, что транспортное средство замедляется со скорости 30 м/с (108 км/ч) до полной остановки, при этом необходимый тормозной путь будет составлять 150 м. Используя известные формулы, легко вычислить величину замедления и продолжительность торможения. В итоге ускорение замедления будет составлять 3 м/с<sup>2</sup> и до полной остановки ТС пройдет 10 с. Это будет первый режим с постоянным замедлением.

Второй режим будет состоять из двух участков, первый – замедление со скорости 30 м/с до скорости 10 м/с, второй – со скорости 10 м/с до полной остановки. Принимая во внимание то, что тормозной путь должен составлять 150 м, имеем следующие значения замедления: соответственно 4 и 1 м/с<sup>2</sup>, время торможения при этом увеличится и будет составлять 15 с. Итак, имеем следующие два режима торможения:

Режим 1. Торможение с постоянным замедлением с 30 до 0 м/с, ускорение замедления 3 м/с<sup>2</sup>.

Режим 2. Торможение с различными замедлениями с 30 до 10 м/с, ускорение 4 м/с<sup>2</sup>; с 10 до 0 м/с, ускорение замедления 1 м/с<sup>2</sup>.

Запишем уравнение мощностного баланса при движении транспортного средства без уклона в режиме торможения (без учета инерции вращающихся масс) [5]:

$$mv \frac{dv}{dt} = (P_f + P_w + P_{\text{тор}})v, \quad (1)$$

где  $m$  – полная масса автомобиля, кг;  $v$  – скорость движения автомобиля, м/с;  $P_f$  – сила сопротивления качению автомобиля, Н,

$$P_f = fG_a, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $G_a$  – полный вес автомобиля, Н,

$$G_a = mg, \quad (3)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха,

$$P_w = k_w F_w v^2, \quad (4)$$

где  $k_w$  – коэффициент сопротивления воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $F_w$  – площадь Миделя, м<sup>2</sup>;

$P_{\text{тор}}$  – тормозная сила между дорогой и шинами колес автомобиля,

$$P_{\text{тор}} = \varphi G_a, \quad (5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Необходимая тормозная сила в гибридных и электрических транспортных средствах обеспечивается двумя тормозными системами – электрической

рекуперативной и механической фрикционной. При этом необходимо учесть распределение общей тормозной силы  $P_{\text{тор}}$  между этими двумя системами. Данное распределение характеризуется коэффициентом рекуперативного торможения  $k$  ( $0 < k < 1$ ), который зависит от скорости движения транспортного средства [6]:

$$\begin{cases} k = 0,05v, & \text{если } v \leq 10 \text{ км/ч,} \\ k = 0,44 + 0,006v, & \text{если } 10 < v < 80 \text{ км/ч,} \\ k = 0,8, & \text{если } v > 80 \text{ км/ч.} \end{cases} \quad (6)$$

При снижении скорости коэффициент рекуперативного торможения снижают. Это связано, во-первых, с тем, что при низких скоростях движения энергия рекуперации очень мала и возникающие малые циклы протекания электрической энергии негативно сказываются как на тяговом электродвигателе, так и на накопителе энергии; во-вторых, при низких скоростях движения тяговый электродвигатель не может обеспечить эффективное замедление, поэтому для утилизации всей энергии торможения включается в работу механическая фрикционная тормозная система и обеспечивает требуемое замедление [1; 4]. Тогда запишем

$$P_{\text{тор}} = P_{\text{рек}} + P_{\text{мех}}, \quad (7)$$

где  $P_{\text{рек}}$  – тормозная сила рекуперативного торможения;  $P_{\text{мех}}$  – тормозная сила механического торможения,

$$P_{\text{мех}} = (1 - k)P_{\text{тор}}, \quad (8)$$

где  $k$  – коэффициент рекуперативного торможения.

Предположим, что рекуперативное торможение осуществляется только колесами передней оси, тогда окончательно можно записать

$$P_{\text{тор}} = P_{\text{рек}} + P_{\text{мех1}} + P_{\text{мех2}}, \quad (9)$$

где  $P_{\text{мех1}}$ ,  $P_{\text{мех2}}$  – тормозная сила механического торможения соответственно передней и задней осей.

Подставляя уравнение (9) в (1), получим мощность рекуперативного торможения

$$N_{\text{рек}}(t) = (mj - P_f - P_w - P_{\text{мех1}} - P_{\text{мех2}})v(t), \quad (10)$$

где  $j$  – замедление автомобиля,  $\text{м/с}^2$ .

Энергия рекуперативного торможения

$$A_{\text{рек}} = \int_0^t N_{\text{рек}} dt. \quad (11)$$

Эффективность рекуперативного торможения определим как

$$\eta_{\text{рек}} = \frac{\int_0^t N_{\text{рек}} dt}{\Delta E} \cdot 100\%, \quad (12)$$

где  $\Delta E = \frac{1}{2}m(v_n^2 - v_k^2)$  – изменение кинетической энергии при торможении транспортного средства со скорости  $v_n$  до  $v_k$ .

Используя исходные данные, проведем расчет рекуперации кинетической энергии для двух режимов торможения.

Исходные данные:

Масса транспортного средства $m$ , кг	1500
Коэффициент сопротивления качению $f$	0,0165
Коэффициент сопротивления воздуха $k_w$ , кг/м <sup>3</sup>	0,25
Площадь Миделя $F_w$ , м <sup>2</sup>	1,87
Коэффициент сцепления шин с дорогой $\varphi$	0,8

На рис. 1 показано изменение скорости транспортного средства при замедлении в предлагаемых тормозных режимах. Рис. 2 отображает тормозной путь для обоих тормозных режимов. Как видно из графика, оба режима обеспечивают требуемый тормозной путь 150 м. Рис. 3 показывает изменение тормозной мощности. Из графика можно заметить, что изменение распределения тормозной мощности между рекуперативной и механической тормозной системой зависит от выбранного режима торможения. Энергия рекуперативного торможения и механического фрикционного торможения и изменение кинетической энергии показано на рис. 4. Сравнение рекуперативной тормозной энергии для обоих режимов торможения показано на рис. 5.

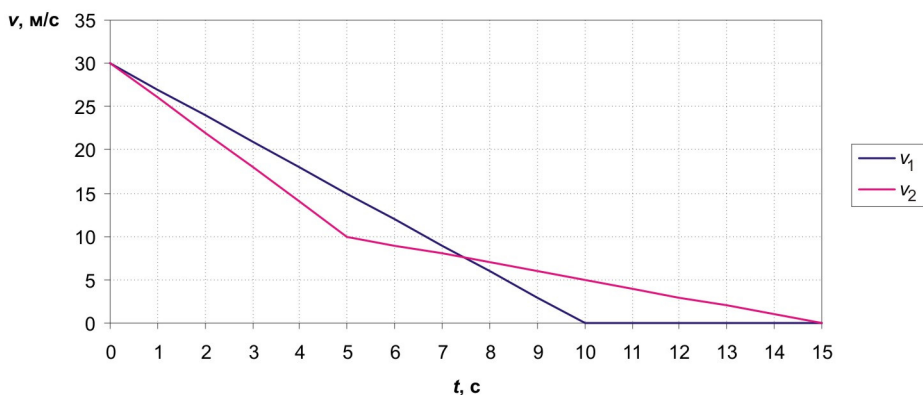


Рис. 1. Изменение скорости в зависимости от времени

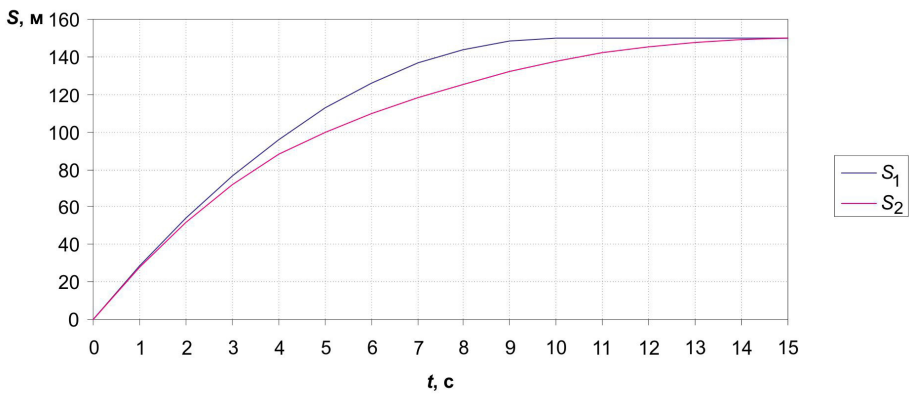


Рис. 2. Изменение тормозного пути в зависимости от времени

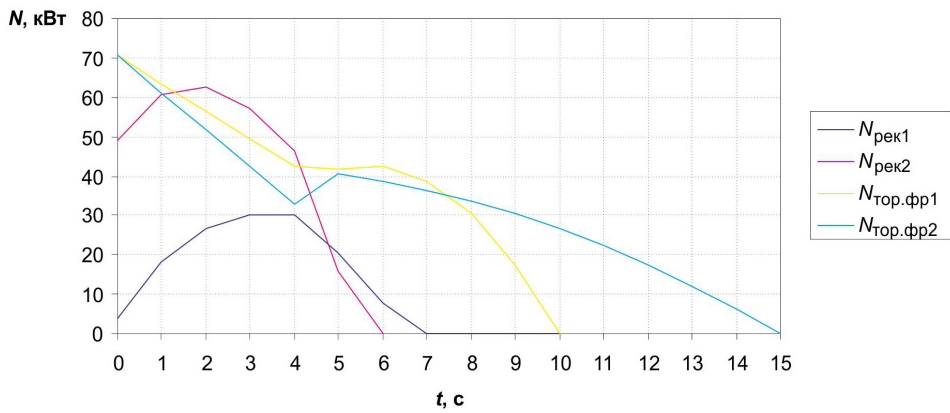


Рис. 3. Изменение тормозной мощности

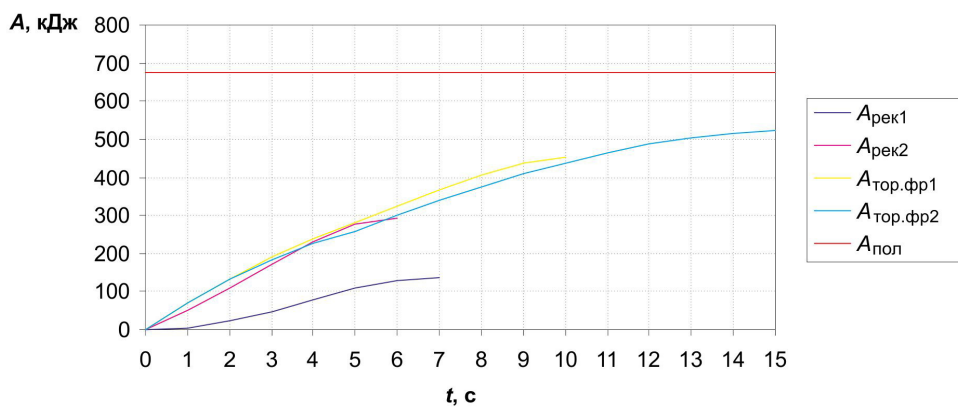


Рис. 4. Изменение тормозной энергии



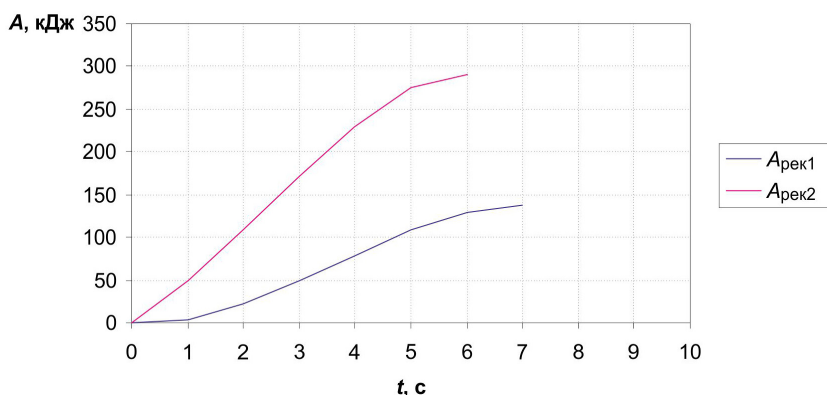


Рис. 5. Изменение энергии рекуперативного торможения

Как видно из рис. 5, второй режим эффективнее использует рекуперативную систему торможения для рекуперации энергии, чем первый. Режим торможения с различными величинами замедления позволяет повысить эффективность рекуперации кинетической энергии на 22,7 % по отношению к режиму с постоянным замедлением.

Таким образом, в работе рассмотрено влияние режима торможения на эффективность рекуперации кинетической энергии. Вследствие того, что ТЭД не может обеспечить всю требуемую энергию торможения, в режимах с высокими замедлениями недостаточно только рекуперативной системы торможения, поэтому вовлекается в работу механическая система, что приводит к снижению рекуперации кинетической энергии. Предложенные режимы торможения рассматривались с точки зрения повышения энергии рекуперативного торможения и обеспечения требуемых тормозных свойств.

Кроме того, требуется дальнейшее исследование возможности ТЭД обеспечить требуемый режим торможения. В зависимости от того, в каком режиме работает ТЭД, в зоне с постоянным крутящим моментом или в зоне с постоянной мощностью, возможности ТЭД по обеспечению требуемого замедления будут разными. Эффективность рекуперации кинетической энергии будет заключаться в увеличении продолжительности работы ТЭД в режиме рекуперативного торможения, для этого ТЭД должен обеспечивать широкий диапазон замедлений.

### Список литературы

1. Филонов А.И. Проблемы рекуперации кинетической энергии на автомобилях с гибридной силовой установкой // Автотракторостроение – 2004: материалы междунар. науч. симпозиума. – М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2009. – С. 320–328.
2. Lee J. Rotating Inertia Impact on Propulsion and Regenerative Braking for Electric Motor Driven Vehicles // Master of Science Thesis. – December 2005.

3. Panagiotidis M., Delagrammatikas G., Assanis D. Development and use of a regenerative braking model for a parallel hybrid electric vehicle // SAE Technical Paper Series. – 2000–01–0995.
4. Suntharalingam P. Kinetic Energy Recovery and Power Management for Hybrid Electric Vehicles // PhD Thesis. – February 2011.
5. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Музафаров Р.С. Основы теории исследования эксплуатационных свойств автомобиля / Регулярная и хаотическая динамика. – Ижевск, 2006. – 240 с.
6. ADVISOR 2.1 / M. Cuddy [et al.] // Advanced Vehicle Simulator. NREL Documentation. – 6 July 1998.

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАНОНИЧЕСКОГО МЕТОДА ИНТЕГРИРОВАНИЯ В МОДЕЛИРОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

**А.С. Гуцин, Е.А. Морозов**

Чайковский технологический институт (филиал)  
Ижевского технологического университета, Россия

*Рассмотрены вопросы применения канонического метода интегрирования для компьютерного моделирования колебаний автотранспортных систем и разработана методика построения компьютерных моделей.*

**Ключевые слова:** *автомобильный транспорт, колебательные системы, гамильтонова механика, компьютерные модели, каноническое преобразование.*

Целью данной работы является разработка методики построения компьютерной модели колебаний автомобиля, в основе которой лежит использование канонических алгоритмов численного интегрирования динамических уравнений Гамильтона [1].

Необходимость замены традиционно используемых в компьютерном моделировании алгоритмов Эйлера, Рунге – Кутты и других каноническими алгоритмами объясняется следующим фактом: принципиальным недостатком всех неканонических алгоритмов является неявно принимаемое в них допущение об отсутствии влияния вычислительного процесса на динамическую модель, воспроизводимую на экране. Оправданное для линейных процессов, такое допущение оказывается неверным при численном интегрировании нелинейных дифференциальных уравнений и приводит к неверным результатам.

В работе [2] канонический алгоритм был успешно использован для моделирования линейных колебаний автомобиля КамАЗ, что и явилось основанием для выполнения данной работы.

Построим динамическую модель колебаний автомобиля. Пусть  $(q_1, \dots, q_n)$  – конфигурационное пространство, задающее  $n$  степеней свободы колебательной системы автомобиля. Конфигурационное пространство представляет собой прямое произведение подпространств, соответствующее поступательным и вращательным степеням свободы элементов автомобиля. В связанной с автомобилем декартовой системе координат эти подпространства вновь разлагаются на подпространства, соответствующие поступательному и вращательному движению относительно осей  $X, Y, Z$ . Структура конфигурационного пространства представлена на рис. 1.

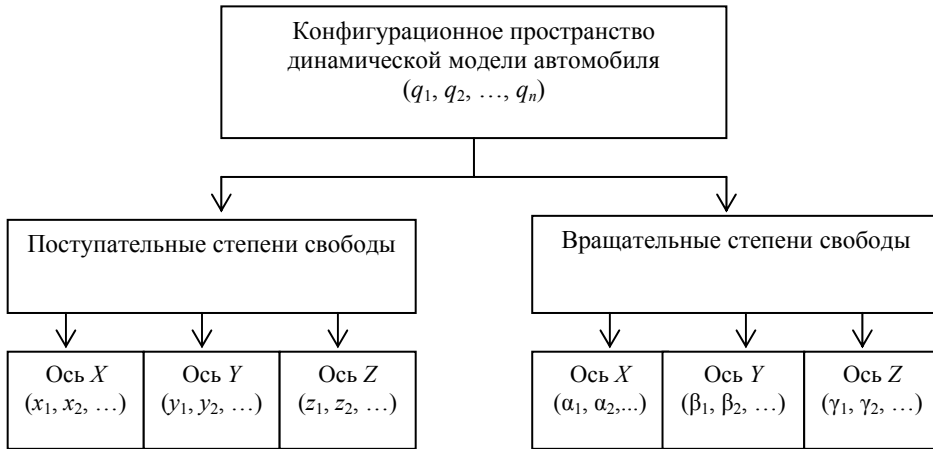


Рис. 1. Структура конфигурационного пространства

Направим ось  $Y$  по курсу автомобиля, ось  $Z$  вертикально вверх, а ось  $X$  перпендикулярно им. Ограничимся рассмотрением движения элементов автомобиля в плоскости  $YZ$ . В этом случае конфигурационное пространство модели принимает вид

$$(q_1, \dots, q_n) = (y_1, y_2, \dots, y_l, z_1, z_2, \dots, \alpha_1, \alpha_2, \dots). \quad (1)$$

Конфигурационному пространству (1) соответствует пространство обобщенных импульсов

$$(p_1, \dots, p_n) = (p_{x_1}, p_{x_2}, \dots, p_{y_1}, p_{y_2}, \dots, p_{\alpha_1}, p_{\alpha_2}, \dots). \quad (2)$$

Обобщенный импульс определяется как  $p_q = \mu \dot{q}$ , где  $\mu$  – обобщенная масса, равная обычной массе  $m$  для поступательных степеней свободы и моменту инерции  $J$  для вращательной степени. Прямое произведение пространств (1) и (2) образует фазовое пространство [3] динамической модели автомобиля

$$(p_1, \dots, p_n, q_1, \dots, q_n).$$

Колебания каждой степени свободы могут быть выражены одной из следующих базовых моделей: свободными колебаниями, колебаниями с диссипацией энергии и вынужденными колебаниями с диссипацией энергии [4]. Взаимодействия между степенями свободы определяются уравнениями связи.

Построим динамическую модель свободных колебаний с одной степенью свободы. Функция Гамильтона и динамические уравнения имеют вид

$$H(p, q) = \frac{p^2}{2\mu} + U(q),$$

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{\partial H(p,q)}{\partial q} = -\frac{\partial U(q)}{\partial q}, \quad \frac{dq}{dt} = \frac{\partial H(p,q)}{\partial p} = \frac{p}{\mu}.$$

Запишем канонический алгоритм интегрирования

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q} \tau, \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i+1)}}{\mu} \tau, \quad (3)$$

где  $\tau$  – шаг интегрирования.

Алгоритм (3) получил название «импульс – координата», поскольку сначала вычисляются новые импульсы, затем новые координаты, при вычислении которых используется уже вычисленный импульс. Алгоритм осуществляет каноническое преобразование фазового пространства [1]. В этом заключается его принципиальное отличие от алгоритма Эйлера, который будет иметь вид

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q} \tau, \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i)}}{\mu} \tau.$$

Поясним суть канонического преобразования на примере гармонических колебаний:

$$H = \frac{1}{2} p^2 + \frac{1}{2} \omega^2 q^2; \quad \frac{dp}{dt} = -\omega^2 q; \quad \frac{dq}{dt} = \frac{1}{m} p.$$

Запишем алгоритм импульс – координата и алгоритм Эйлера

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \omega^2 q^{(i)} \tau; \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{1}{m} p^{(i+1)} \tau. \quad (4)$$

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \omega^2 q^{(i)} \tau; \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{1}{m} p^{(i)} \tau. \quad (5)$$

Канонический алгоритм (4), очевидно, осуществляет преобразование

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \omega^2 q^{(i)} \tau; \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{1}{m} p^{(i)} \tau - \frac{1}{m} \omega^2 q^{(i)} \tau^2. \quad (6)$$

Вычислим якобианы преобразований (5) и (6)

$$\begin{vmatrix} 1 & -\omega^2 \tau \\ \frac{1}{m} \tau & 1 - \frac{1}{m} \omega^2 \tau^2 \end{vmatrix} \equiv 1, \quad \begin{vmatrix} 1 & -\omega^2 \tau \\ \frac{1}{m} \tau & 1 \end{vmatrix} \neq 1.$$

Равенство единице детерминанта канонического преобразования (6) принципиально и означает сохранение преобразованием фазового объема ансамбля точек (интегральный инвариант Пуанкаре – Картана) [5]. Здесь мы не будем углубляться в механико-математическую теорию этого фундаменталь-

ного утверждения. Более важным для нас является физический смысл. Оказывается, последовательность преобразований, осуществляемых алгоритмом (5), дискретно воспроизводит движение исходной консервативной системы в условиях малого консервативного возмущения, а шаг интегрирования определяет величину этого возмущения. Поскольку реальное механическое движение всегда происходит в условиях малых консервативных воздействий, то результат, воспроизводимый компьютером при использовании канонического алгоритма, оказывается в известном смысле ценнее, чем точное аналитическое решение. Кроме того, аналитическое решение часто вообще не может быть получено, если система неинтегрируема.

Другим следствием консервативного характера возмущения, воспроизводимого алгоритмом, является его устойчивость к накоплению погрешности счета. Действительно, в природе малые, консервативные возмущения не приводят к значительному отклонению устойчивой системы от заданного начальными условиями состояния движения. Напротив, значительные отклонения системы под действием консервативных возмущений означают изначальную неустойчивость системы. В качестве примера достаточно привести конус, поставленный на острие.

В случае использования алгоритма Эйлера (5) детерминант преобразования оказывается больше единицы. Это означает, что алгоритм воспроизводит систему в условиях неконсервативного возмущения, т.е. в исходную консервативную систему осуществляется подкачка энергии, величина которой зависит от шага интегрирования  $\tau$ . Тот же результат будет получаться при использовании любого другого неканонического алгоритма интегрирования. Например, алгоритм Рунге – Кутты 4-го порядка [1] воспроизводит исходную консервативную систему в условиях диссипации энергии, величина которой пропорциональна  $\tau^4$ , т.е. порядку алгоритма.

Наряду с алгоритмом (3) можно определить сопряженный ему канонический алгоритм координата – импульс

$$q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i)}}{\mu} \tau, \quad p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(p^{(i)}, q^{(i+1)})}{\partial q} \tau. \quad (7)$$

Оценим порядок погрешности алгоритмов (3) и (7). В алгоритме (3) погрешность при вычислении импульса составляет  $o(\tau^2)$ , а при вычислении координаты –  $o(\tau^3)$ , поскольку используется вновь найденное значение импульса. В алгоритме (7) мы имеем обратную картину. Таким образом, порядок обоих алгоритмов составляет 1,5. Очевидно, можно увеличить точность счета, если использовать алгоритм импульс – координата – координата – импульс

$$\begin{aligned}
p^{(i+1)} &= p^{(i)} - \frac{\partial U(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q} \tau, & q^{(i+1)} &= q^{(i)} + \frac{p^{(i)}}{\mu} \tau, \\
q^{(i+2)} &= q^{(i+1)} + \frac{p^{(i+1)}}{\mu} \tau, & p^{(i+1)} &= p^{(i+1)} + \frac{\partial U(p^{(i+2)}, q^{(i+1)})}{\partial q} \tau.
\end{aligned} \tag{8}$$

Порядок этого алгоритма близок к 2. Существенно, что общее количество арифметических операций (8) при интегрировании на заданном интервале  $n$  времени остается тем же, что и в алгоритмах (6), (10). Вообще, алгоритмы (3), (7), (9) осуществляют минимально возможное количество арифметических операций и, следовательно, имеют максимальную скорость счета.

Синтез базовых одномерных моделей колебательных элементов осуществляется заданием потенциальной энергии связи между ними  $U_{\text{св}}(q_1, \dots, q_n)$ . Результирующая модель колебаний элементов автомобиля будет иметь вид консервативной системы, заданной гамильтонианом,

$$H(p_1, \dots, p_n, q_1, \dots, q_n) = \sum_{i=1}^n \left( \frac{p_i^2}{2\mu_i} + U(q_i) \right) + U_{\text{св}}(q_1, \dots, q_n).$$

Система динамических уравнений определяется как

$$\frac{dp_i}{dt} = - \frac{\partial H(p_1, \dots, p_n, q_1, \dots, q_n)}{\partial q_i}, \quad \frac{dq_i}{dt} = \frac{\partial H(p_1, \dots, p_n, q_1, \dots, q_n)}{\partial p_i}, \quad i=1, \dots, n.$$

Численное интегрирование этой системы может быть выполнено каким-либо из алгоритмов (3), (7), (8). В частности, алгоритм импульс – координата запишется в виде

$$\begin{aligned}
p_1^{(i+1)} &= p_1^{(i)} - \frac{\partial H(p_1^{(i)}, \dots, p_n^{(i)}, q_1^{(i)}, \dots, q_n^{(i)})}{\partial q_1}, \dots \\
\dots, p_n^{(i+1)} &= p_n^{(i)} - \frac{\partial H(p_1^{(i)}, \dots, p_n^{(i)}, q_1^{(i)}, \dots, q_n^{(i)})}{\partial q_n}, \\
q_1^{(i+1)} &= q_1^{(i)} + \frac{\partial H(p_1^{(i+1)}, \dots, p_n^{(i)}, q_1^{(i)}, \dots, q_n^{(i)})}{\partial p_1}, \dots \\
\dots, q_n^{(i+1)} &= q_n^{(i)} + \frac{\partial H(p_1^{(i)}, \dots, p_n^{(i+1)}, q_1^{(i)}, \dots, q_n^{(i)})}{\partial q_n}.
\end{aligned}$$

Теперь рассмотрим динамическую модель одномерных колебаний с диссипацией энергии. В этом случае функция энергии разделяется на консервативную и диссипативную части

$$E = H(p, q) + D(p),$$

где  $H(p, q)$  – функция Гамильтона;  $D(p) = \frac{kp^2}{2\mu}$  – диссипативная функция;  $k$  – коэффициент диссипации. Динамические уравнения имеют вид

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{\partial H(p, q)}{\partial q} - \frac{\partial D(p)}{\partial p}, \quad \frac{dq}{dt} = \frac{\partial H(p, q)}{\partial p}.$$

Алгоритмические уравнения теперь являются суммой канонических и неканонических преобразований, в частности алгоритм импульс – координата

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial H(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q} \tau - \frac{\partial D(p^{(i)})}{\partial p} \tau, \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{\partial H(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial p} \tau$$

или

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(q^{(i)})}{\partial q} \tau - \frac{kp^{(i)}}{\mu} \tau, \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i+1)}}{\mu} \tau. \quad (9)$$

Алгоритм (9) осуществляет неканоническое преобразование. Тем не менее процесс интегрирования остается устойчивым. Действительно, диссипативную часть преобразования, можно рассматривать как некоторое малое по порядку шага монотонное возмущение диссипативной функции  $D(p) + o(\tau^2)$ , которое увеличивает или уменьшает диссипацию энергии. Согласно теореме Лагранжа [2] наличие диссипативных сил в устойчивой системе делает ее асимптотически устойчивой.

При использовании для интегрирования консервативной части алгоритма импульс – координата – координата – импульс (8) возникает необходимость увеличить точность счета неконсервативной части до второго порядка. Для этого заметим, что алгоритмическое преобразование импульса для диссипативной силы можно записать двумя способами:

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{kp^{(i)}}{\mu} \tau \quad (10)$$

или

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{kp^{(i+1)}}{\mu} \tau. \quad (11)$$

Из выражения (11) следует алгоритм вида

$$p^{(i+1)} = \frac{\mu}{\mu - k\tau} p^{(i)}. \quad (12)$$



Преобразование (10) имеет отрицательную погрешность порядка  $o(\tau^2)$ , а преобразование (12) – положительную погрешность того же порядка. Последовательное применение обоих преобразований позволяет повысить порядок метода до второго. Таким образом, алгоритму (8) будет соответствовать алгоритм с диссипативной частью вида

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q} \tau - \frac{kp^{(i)}}{\mu} \tau, \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i)}}{\mu} \tau,$$

$$q^{(i+2)} = q^{(i+1)} + \frac{p^{(i+1)}}{\mu} \tau, \quad p^{(i+2)} = \frac{\mu}{\mu - k\tau} \left( p^{(i+1)} + \frac{\partial U(p^{(i+2)}, q^{(i+1)})}{\partial q} \tau \right).$$

Синтез базовых моделей систем с диссипацией осуществляется так же, как и в случае консервативных систем, в частности, результирующая энергетическая функция в этом случае будет иметь вид

$$E(p_1, \dots, p_n, q_1, \dots, q_n) = \sum_{j=1}^n \left( \frac{p_j^2}{2\mu_j} + U(q_j) \right) + U_{\text{св}}(q_1, \dots, q_n) + \sum_{j=1}^n \frac{k_j p_j^2}{2\mu_j}.$$

Наконец рассмотрим математическую модель колебаний с диссипацией энергии и вынуждающей силой. Динамические уравнения в этом случае запишутся в виде

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{\partial H(p, q)}{\partial q} - \frac{\partial D(p)}{\partial p} + F(t), \quad \frac{dq}{dt} = \frac{\partial H(p, q)}{\partial p},$$

где  $F(t)$  – вынуждающая сила.

Алгоритм интегрирования импульс – координата будет иметь вид

$$p^{(i+1)} = p^{(i)} - \frac{\partial U(q^{(i)})}{\partial q} \tau - \frac{kp^{(i)}}{\mu} \tau + F(t), \quad q^{(i+1)} = q^{(i)} + \frac{p^{(i+1)}}{\mu} \tau, \quad t = t + \tau.$$

Поскольку предполагается, что функция вынуждающей силы может быть задана сколь угодно точно, очевидно, что сам процесс ее вычисления не может повлиять на устойчивость системы.

В заключение приведем поэтапную схему построения компьютерной модели колебаний элементов автомобиля в условиях действия малых консервативных и диссипативных возмущений (рис. 2).



Рис. 2. Схема построения компьютерной модели колебаний элементов автомобиля

Компьютерные модели, построенные на основе использования предлагаемой методики, позволяют повысить эффективность исследований колебательных процессов в автомобилях.

### Список литературы

1. Ефимов И.Н., Морозов Е.А. Каноническое интегрирование гамильтоновых систем. – Екатеринбург; Ижевск: Изд-во Ин-та экономики УрО РАН, 2006. – 135 с.
2. Гаас С.О., Кочеева И.Ф. Моделирование и оценка вертикальных вибронагрузений транспортного средства // Интеллектуальные системы в производстве. – 2010. – № 15. – С. 134–141.
3. Маркеев А.П. Механика. – М.: Наука, 1990. – 416 с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
5. Арнольд В.И. Математические методы классической механики. – М.: Наука, 1974. – 432 с.

## К ВОПРОСУ РАСЧЕТА МАХОВИЧНЫХ НАКОПИТЕЛЕЙ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

К.В. Белых, Н.М. Филькин

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Рассмотрены виды механических накопителей энергии, а также основные формы маховиков дискового типа. Приведены зависимости для определения напряжений, возникающих во вращающемся кольце, для определения максимальных напряжений для диска без отверстия и с отверстием. Изложена последовательность проведения прочностно-энергетического расчета маховиков.*

**Ключевые слова:** накопитель кинетической энергии, маховик, удельная энергоемкость, принцип Д'Аламбера, прочностно-энергетический расчет.

Потребление и производство различных видов энергии в наши дни растет быстрыми темпами, чем определяет прогресс во всех сферах жизнедеятельности человека. Вместе с тем происходит усложнение процессов преобразования энергии, увеличение многообразия энергетических установок и агрегатов. Учитывая это, немалую роль играют показатели качества использования энергии, что связано с рациональным согласованием параметров энергии на различных стадиях ее преобразования. Главная роль при решении возникающих проблем отводится накопителям энергии, которые занимают промежуточное положение между системами генерирования и системами распределения и потребления энергии.

Существует множество разнообразных накопителей энергии (НЭ), например электрохимические, емкостные, индуктивные, накопители с динамической активной зоной, предполагающие накопление и использование энергии с помощью подвижных элементов, механические НЭ. Наибольший интерес вызывают именно последние. Данный вид накопителей позволяет непосредственно запасать и использовать кинетическую и потенциальную формы механической энергии. За счет высокой энергоемкости механические накопители могут быть адаптированы под автономные энергетические и транспортные установки.

Для механических НЭ характерными являются режимы заряда (накопления) и разряда (отдачи), режим хранения энергии является промежуточным. В режиме заряда к накопителю энергия подводится от стороннего источника, при разряде основная ее часть идет на заявленные нужды и лишь небольшая часть – на компенсацию потерь в разрядном режиме.

Все механические накопители можно разделить на статические, динамические и комбинированные. Первый вид запасает потенциальную энергию при упругом изменении формы, объема рабочего тела или при его перемещении против направления силы тяжести в гравитационном поле. Динамические накопители запасают кинетическую энергию главным образом во вращающихся массах твердых тел. Комбинированные же накопители запасают оба вида энергии одновременно.

Рассмотрим основной функциональный элемент механических накопителей энергии – маховик.

Известно, что способность колеса накапливать энергию была замечена еще до того, как оно стало использоваться для передвижения [1]. Но лишь с начала 1970-х годов рост стоимости энергии и вероятность уменьшения поставок природного топлива вызвали интерес к запасанию энергии, а также к устройствам, выполняющим эти функции, не исключая маховики.

В современной жизни маховики распространены довольно широко. Каждый двигатель внутреннего сгорания содержит маховик, и даже наручные механические часы наряду с заводной пружиной имеют маховик-балансир. Все современные накопители энергии состоят из собственно маховика, корпуса (который обеспечивает определенный уровень разрежения и защиту от осколков в случае разрушения маховика), систем подвески и уплотнения и, как правило, систем вакуумирования и управления [1].

В нашей стране довольно плотно и продуктивно разработкой маховичных накопителей энергии занимается профессор Н.В. Гулия, на его счету множество изобретений, среди которых наиболее известными являются супермаховик и супервариатор. Однако конструированию и расчету маховиков в учебной литературе уделяется пока недостаточно внимания, что требует развития этого направления исследований [2].

Анализ формы маховиков, применяемых в машиностроении, показывает, что она может быть различной: диск постоянной толщины с отверстием для посадки на вал (рис. 1, *a*), тонкий обод со спицами, крепящими его к ступице с отверстием (рис. 1, *б*), обод с диском, соединяющим его со ступицей (рис. 1, *в*), диск постоянной толщины без центрального отверстия (рис. 1, *г*), диск равной прочности с ободом (рис. 1, *д*), диск равной прочности без обода (рис. 1, *е*).

Диск равной прочности (равного сопротивления) считается лучшим при загрузке материала. При вращении в диске такой формы возникают растягивающие напряжения, равномерные в любой точке. Для определения природы возникновения напряжений в теле вращающегося маховика рассмотрим наиболее простой случай – вращающийся маховик в форме тонкого обода или кольца (рис. 2). Известно, что напряжения во вращающемся кольце определяются с помощью принципа Д'Аламбера без анализа природы действующих сил. Согласно этому принципу, чтобы рассмотреть вращающееся кольцо как неподвижное и применить простые уравнения равновесия, необходимо к ре-

ально действующим силам добавить фиктивные, реально не существующие силы инерции, в данном случае центробежные [2; 3].

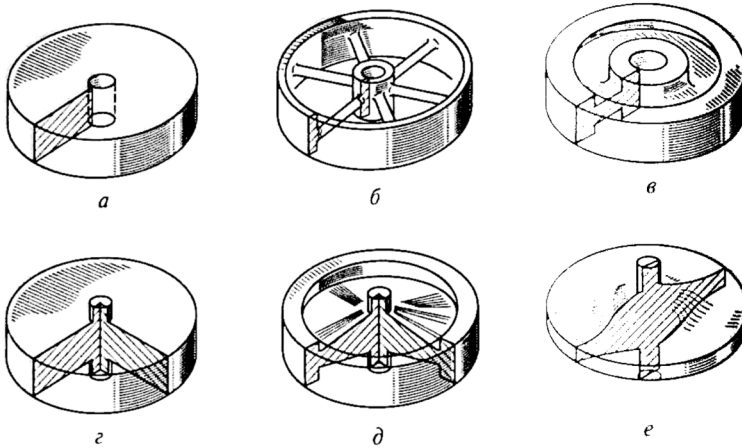


Рис. 1. Формы маховиков: *a* – диск с отверстием; *б* – обод со спицами; *в* – диск с ободом; *г* – диск без отверстия; *д* – равнопрочный диск с ободом; *е* – равнопрочный диск без обода

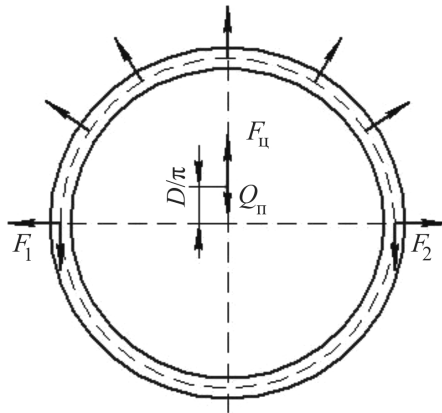


Рис. 2. Полукольцо под действием центробежных сил (по принципу Д'Аламбера)

Для определения напряжений во вращающемся кольце необходимо рассмотреть равновесие полукольца, заменив действие отсеченного полукольца силами  $F_1$  и  $F_2$ . Приложим фиктивную центробежную силу инерции  $F_{ц} = F_1 + F_2$ , направленную противоположно этим силам, к центру массы рассматриваемого полукольца, расположенного на расстоянии  $D/\pi$  от центра кольца,

$$F_{ц} = m\omega^2 \frac{D}{\pi}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса полукольца;  $\omega$  – угловая скорость вращения;  $D$  – диаметр кольца.

Масса полукольца

$$m = 0,5\pi D A \rho, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность материала;  $A$  – площадь сечения кольца.

Напряжения в кольце равны силе  $F_1$  или  $F_2$ , равной  $0,5 F_{ц}$ , деленной на площадь сечения кольца  $A$ :

$$\sigma = \frac{0,5 F_{ц}}{A} = 0,25 \omega^2 D^2. \quad (3)$$

Учитывая, что окружная скорость  $v = 0,5 \omega D$ ,

$$\sigma = \rho v^2. \quad (4)$$

Напряжения, возникающие во вращающемся кольце, имеют зависимость от плотности материала кольца и окружной скорости и не зависят от размеров деталей (диаметра, длины и пр.). При вращении дисков в их теле возникает сложное (плоское) напряженное состояние, обусловленное окружными  $\sigma_t$  и радиальными  $\sigma_r$  напряжениями. На выделенном элементе диска (рис. 3), взятом из работы [2], показано, что окружные напряжения действуют по касательной, а радиальные – по радиусу окружности.

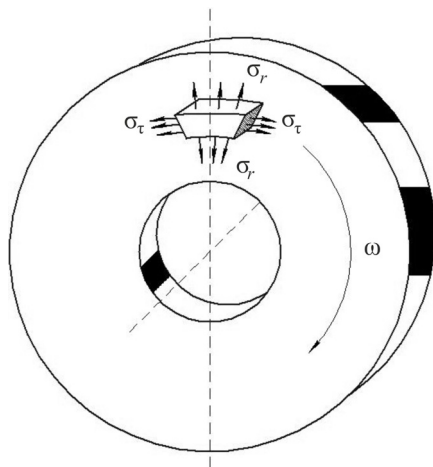


Рис. 3. Вращающийся диск и выделенный из него элемент под действием радиальных и окружных напряжений

Как видно из эпюр (рис. 4, 5), в диске без отверстия максимальные напряжения достигают своего значения в центре, причем радиальные и окружные напряжения здесь равны. Для диска с центральным круглым отверстием действие радиальных напряжений незначительно, а наиболее опасные окружные напряжения возникают на внутренней цилиндрической поверхности диска.

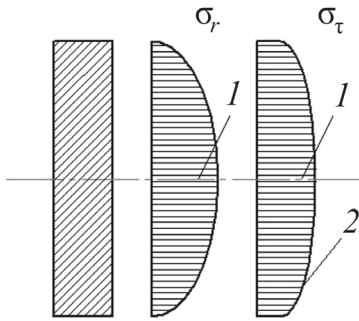


Рис. 4. Эпюра напряжений в диске без отверстия: 1 – максимальные напряжения в центре; 2 – напряжения на периферии

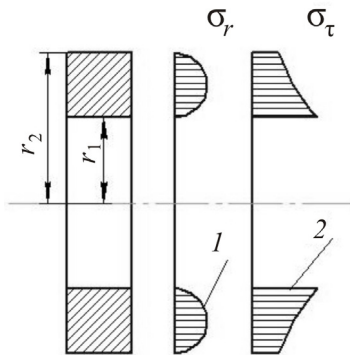


Рис. 5. Эпюра напряжений в диске с отверстием: 1 – максимальные радиальные напряжения; 2 – максимальные окружные напряжения

Максимальные значения напряжений для диска без отверстия и диска с отверстием соответственно

$$\sigma_r = \sigma_\tau = 0,125\rho(3+\mu)v^2, \quad (5)$$

$$\sigma_\tau = 0,25\rho(3+\mu)v^2 \left[ 1 + i^2 \frac{(1-\mu)}{(3+\mu)} \right], \quad (6)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $i$  – отношение диаметра отверстия к наружному диаметру диска,  $i = r_1/r_2$ .

Для дисков равной прочности  $\sigma_r = \sigma_\tau$  по всему сечению, если периферийная часть его содержит обод определенной величины. При высоких значениях окружной скорости  $v$ , которые характерны для дисков – накопителей кинетической энергии, влияние обода не рассматривается, так как оно мало [2].

Толщина диска равной прочности обычно характеризуется его толщиной  $h$  в зависимости от текущего значения радиуса  $r$  и толщины диска в центре  $h_0$ :

$$h = h_0 e^{\frac{-\rho\omega^2 r^2}{2[\sigma]}}, \quad (7)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемые напряжения растяжения для материала маховика.

При расчете маховика как накопителя энергии следует задать форму тела вращения, определить момент инерции  $J$  маховика, найти кинетическую энергию  $E = 0,5J\omega^2$ , а затем проверить прочность маховика по приведенным выше формулам. Описанный путь достаточно сложен. Предпочтительным является прочностно-энергетический расчет маховиков по коэффициенту формы, предложенный Н.В. Гулиа. Стоит отметить, что данный метод уже давно применяется при расчете маховиков как накопителей энергии.

Анализируя напряженное состояние и величину энергии маховиков различных форм при вращении, можно сделать вывод, что для материала с изотропными прочностными свойствами зависимость удельной энергоемкости  $e = E/m$  от удельной прочности  $\chi = [\sigma]/\rho$  материала маховика имеет вид

$$e = k\chi, \quad (8)$$

где  $\chi$  – отношение допускаемых напряжений к плотности данного материала (удельная прочность);  $k$  – коэффициент формы маховика, характеризующий его эффективность (критерий эффективности формы).

Большее значение  $k$  говорит о большей удельной энергоемкости маховика при данных напряжениях.

Коэффициент формы  $k$  для наиболее употребительных форм маховика можно найти по следующим зависимостям:

– для диска постоянной толщины без отверстия

$$k = \frac{2}{3+\mu}; \quad (9)$$

– для диска с отношением внутреннего диаметра к внешнему равным  $i$

$$k = \frac{1+i^2}{(3+\mu)\left(1+i^2\frac{1-\mu}{3+\mu}\right)}; \quad (10)$$

– для диска с весьма малым отверстием ( $i = 0$ )

$$k = \frac{1}{3+\mu}. \quad (11)$$

Подводя итог, стоит отметить, что наименее эффективными формами для маховиков являются диски с малыми центральными отверстиями, затем (по



мере возрастания  $k$ ) идут тонкие ободья ( $k = 0,5$ ), а далее – диск без отверстия ( $k = 0,6$ ) и диск равной прочности (реально  $k = 0,8 \dots 0,85$ ). Аналогичные значения  $k$  имеют конические диски без отверстия, которыми аппроксимируют диски равной прочности.

Проводить прочностно-энергетический расчет можно в любой последовательности, например в следующем виде:

1. Необходимо задаться материалом и его основными параметрами  $[\sigma]$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ .
2. Задать значение окружной скорости маховика, исходя, например, из того, в какой среде он будет находиться.
3. Задаваясь различными формами маховика, необходимо определить для них коэффициент  $k$ .
4. Определять значение удельной энергоемкости для выбранных форм маховиков. Форма, соответствующая максимальному значению удельной энергоемкости, будет оптимальна.

По итогам прочностно-энергетического расчета резонно отметить, что для относительно небольших значений окружных скоростей оптимальной формой маховика будут ободья (кольца), для средних – диски без отверстия, а для высоких – диски равной прочности и конические диски.

### Список литературы

1. Джента Дж. Накопление кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем; пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 430 с.
2. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин: учебник. – М.: Академия, 2004. – 416 с.
3. Накопители энергии: учеб. пособие для студ. вузов / Д.А. Бут [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 400 с.

# РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**М.В. Малиованов, Р.Н. Хмелев**

Тульский государственный университет, Россия

*На основе метода ЛП-поиска разработана методика проектных расчетов поршневых двигателей внутреннего сгорания. Приведены примеры практического использования методики для повышения эффективности функционирования дизельного двигателя ТМЗ-450Д в составе электроагрегата.*

**Ключевые слова:** поршневой двигатель внутреннего сгорания, математическое моделирование, показатели двигателя, проектный расчет, метод ЛП-поиска.

Создание конструкций современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС), удовлетворяющих множеству нередко противоречивых требований, – многокритериальная задача. Традиционный подход заключается в сведении многокритериальной задачи к однокритериальной за счет свертки локальных критериев, значимость которых на основе субъективных факторов определяется «весовыми» коэффициентами. В итоге получается одно решение, изменить которое за счет коррекции его условий в дальнейшем не представляется возможным [1].

Недостатком данного подхода является то, что для такого сложного технического объекта, как ПДВС, комплексный уровень показателей можно определить лишь приблизительно, при этом двигатель, состоящий из «автономно-оптимальных» систем, как правило, имеет неиспользованные резервы по реализации потенциальных возможностей разрабатываемой конструкции. В дальнейшем требуется значительный объем экспериментальных исследований для доводки свойств спроектированного образца. Однако доводка базируется на результатах объективных измерений и субъективных (экспертных) оценок [1]. Поэтому эффективность данной работы во многом зависит от опыта, квалификации и мастерства исполнителей. Такой подход характеризуется большими затратами времени и высокой себестоимостью доведенного образца, что отрицательно сказывается на его конкурентоспособности.

Таким образом, несмотря на существенные успехи в развитии двигателестроения, вопросы совершенствования процесса проектирования с точки зрения качества проектных решений, а также минимизации материальных и временных затрат по-прежнему остаются актуальными.

В основу предлагаемой методики положен метод ЛП-поиска [2], с помощью которого решено множество различных оптимизационных задач, в том числе в области автомобильной техники [1].

Для проведения вычислительных экспериментов, обеспечивающих реализацию метода ЛП-поиска, использовалась иерархическая система моделей ПДВС [3], которая позволяет установить связи как основных конструктивных и эксплуатационных параметров, так и параметров систем двигателя с его статическими и динамическими характеристиками.

Предлагаемая методика проектировочных расчетов ПДВС включает следующие этапы:

1. Формирование расчетных точек пространства основных конструктивных параметров ПДВС с помощью метода ЛП-поиска.

2. Многократный машинный анализ функционирования ПДВС с помощью динамической нижней сложности.

3. Выбор совокупности основных конструктивных параметров (расчетных точек), обеспечивающих выполнение требований технического задания.

4. Формирование расчетных точек пространства конструктивных параметров систем двигателя с помощью метода ЛП-поиска.

5. Многократный машинный анализ функционирования ПДВС на высокоуровневых динамических моделях.

6. Выбор совокупности конструктивных параметров (расчетных точек) систем ПДВС, обеспечивающих выполнение требований технического задания.

7. Проверочный расчет правильности выбранных значений всех параметров.

Рассмотренная методика может использоваться как при проектировании, так и при доводке поршневых двигателей.

На основе предложенной методики были выполнены расчеты газоздушного тракта, системы газообмена и системы автоматического регулирования частоты вращения двигателя. Требования к характеристикам двигателя соответствовали дизельному двигателю ТМЗ-450Д производства ОАО АК «Туламашзавод».

Вычислительный эксперимент по определению конструктивных параметров газоздушного тракта и системы газообмена включал 30 опытов и проводился для режима  $n = 3000$  об/мин,  $\alpha = 1,5$ , соответствующего работе дизеля в составе с электроагрегатом при 100%-ной нагрузке. Расчет функционирования двигателя в каждом опыте выполнялся до достижения им установившегося режима. Ставилась задача определения длины впускного канала  $L_{вп}$  и фаз газораспределения  $\varphi_{вып1}$ ,  $\varphi_{вып2}$ ,  $\varphi_{вп1}$ ,  $\varphi_{вп2}$ . В качестве критериев оптимальности использовались эффективные показатели работы двигателя: крутящий момент  $M_e$ , мощность  $N_e$ , удельный расход топлива  $g_e$ .

На рис. 1 приведено сравнение расчетных показателей работы двигателя с базовой и улучшенной конструкцией газоздушного тракта и системы газообмена по скоростной характеристике.

В результате проведенных расчетов были получены квазиоптимальные параметры газоздушного тракта и системы газообмена, позволяющие для режима работы дизеля в составе с электроагрегатом увеличить по сравнению с базовым вариантом крутящий момент и мощность двигателя на 7,5 % при незначительном (на 0,3 %) ухудшении топливной экономичности.

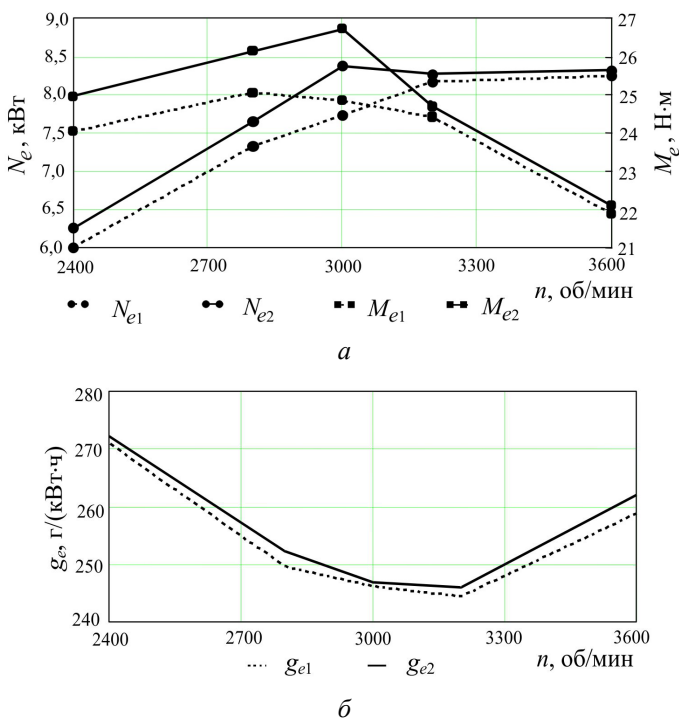


Рис. 1. Сравнение показателей работы двигателя с улучшенной (2) и базовой (1) конструкцией газоздушного тракта и системы газообмена: а –  $M_e$ ,  $N_e$ ; б –  $g_e$

Вычислительный эксперимент по определению конструктивных параметров системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала включал 30 опытов. В результате предварительной оценки возможности улучшения качества процесса регулирования при работе дизеля в составе с электроагрегатом из всего перечня параметров были выбраны: свободная длина  $L_{n0}$  и жесткость  $k_n$  пружины, момент инерции рычага  $J_p$ . На режиме холостого хода имитировался ступенчатый наброс и сброс 100 % нагрузки. В качестве критериев оптимальности использовались: наклон регуляторной ветви ( $\delta$ ) и время переходного процесса ( $\tau$ ) при набросе нагрузки.

В результате проведенных расчетов с учетом значимости критериев оптимальности были получены квазиоптимальные параметры системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала для условий работы дизеля в составе с электроагрегатом. По сравнению с базовым вариан-

том наклон регуляторной ветви уменьшился с 5,07 до 4,80 %, а время переходного процесса – с 1,1 до 0,44 с.

На рис. 2 показано сравнение переходного процесса при работе двигателя с базовой и улучшенной конструкцией системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала.

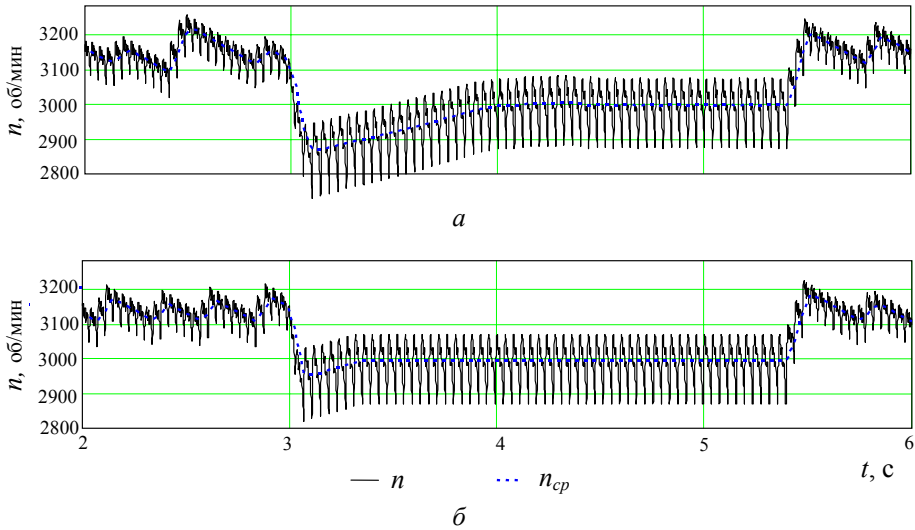


Рис. 2. Сравнение показателей работы двигателей: *а* – с базовой конструкцией системы автоматического регулирования частоты вращения вала; *б* – с улучшенной конструкцией

Таким образом, разработанное методическое и программное обеспечение проекторночного расчета ПДВС позволяет на стадии проектирования закладывать в конструкцию желаемый уровень показателей двигателя и тем самым ускорить процесс проектирования (доводки) за счет уменьшения объема доводочных натурных испытаний.

Рассмотренная методика проекторночных расчетов внедрена в практику ОАО АК «Туламашзавод» и используется для оптимизации конструкции многоцелевых дизельных двигателей.

### Список литературы

1. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. Многокритериальная оптимизация автомобильной техники при ее создании и доводке // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 10. – С. 14–17.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 109 с.
3. Хмелев Р.Н. Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчету поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. – 229 с.

# ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ В АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ

Е.В. Поезжаева, П.В. Смолоногин

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

*Рассмотрены основные этапы расчета волновых и планетарных редукторов, проведено сравнение их кинематических характеристик.*

**Ключевые слова:** *коробка передач, волновая передача, планетарная передача, автоматическая трансмиссия, критерии работоспособности.*

Автоматические коробки передач (АКП) активно вытесняют трансмиссии с механическими коробками передач. Более 90 % легковых автомобилей оборудованы именно автоматическими коробками передач (рис. 1).

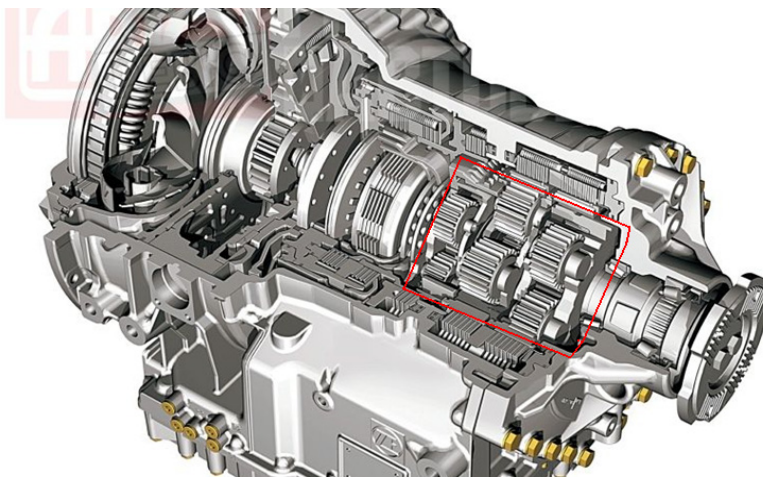


Рис. 1. Разрез автоматической коробки передач с планетарным редуктором

Основной элемент автоматической коробки передач – планетарные передачи (рис. 2).

Достоинствами планетарных передач являются:

- большое передаточное число в одной ступени;
- малые габариты и масса; это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу спутников;

– повышенная нагрузочная способность, так как широко применяются зубчатые колеса с внутренним зацеплением (большой радиус кривизны);

– малая нагрузка на опоры, так как сателлиты расположены симметрично и поэтому силы в передаче взаимно уравновешивают друг друга;

– планетарные передачи работают с меньшим шумом, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления и меньшими размерами колес.

Трансмиссии с АКП используются как на автомобилях с приводом на задние колеса, так и на автомобилях с приводом на передние колеса, причем принцип работы трансмиссий в обоих случаях одинаков, несмотря на некоторые различия в их конструкции.

Преимущества планетарной передачи заключаются в ее компактности, использовании лишь одного центрального вала и в способе переключения передач, осуществляемом путем блокировки одних и разблокирования других элементов планетарного ряда.

В зависимости от порядка наложения связей на звенья планетарные передачи могут использоваться как для суммирования нескольких вращательных движений, так и для их разделения между несколькими ведомыми валами.

Многоступенчатые планетарные механизмы применяют в тех случаях, когда реализовать требуемое передаточное отношение одноступенчатой планетарной передачей не представляется возможным. Общее передаточное отношение  $i$  многоступенчатых планетарных механизмов определяют по зависимости

$$i_o = \prod_{j=1}^n i_j,$$

где  $i_j$  – передаточное отношение  $j$ -й планетарной передачи;  $n$  – число планетарных передач.

Часто в устройствах небольших размеров многоступенчатые планетарные механизмы набираются последовательным соединением однотипных одноступенчатых передач.

Общее передаточное отношение трехступенчатого планетарного механизма, синтезированного из одноступенчатых передач

$$i_o = i_{1H''}^{(3,3',3'')} = i_{1H}^{(3)} i_{1'H}^{(3')} i_{1''H''}^{(3'')},$$

где  $i_{1H}^{(3)}, i_{1'H}^{(3')}, i_{1''H''}^{(3'')}$  – передаточные отношения соответственно 1, 2 и 3-й ступеней.

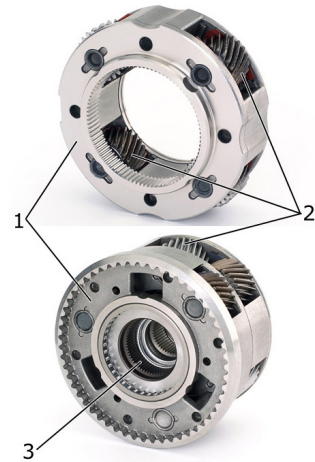


Рис. 2. Планетарные передачи: 1 – водило; 2 – сателлиты; 3 – шлицы солнечной шестерни

Если планетарный механизм состоит из нескольких ступеней, имеющих одинаковые передаточные отношения, то передаточное отношение каждой ступени

$$i_j = \sqrt[n]{i_o}.$$

Коэффициент полезного действия планетарных передач определяют с учетом потерь в зубчатых зацеплениях и подшипниках сателлитов по формуле

$$\eta = 1 - \psi,$$

где  $\psi$  – коэффициент потерь,

$$\psi = \sum_{i=1}^n (\psi_3^{(H)} + \psi_n^{(H)}).$$

Коэффициент потерь в зубчатом зацеплении:

$$\psi_3^{(H)} = 2,3 f_3 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right).$$

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задавая число зубьев солнечного колеса и обеспечивая при этом правильность зацепления. Число зубьев колес должно быть выбрано так, чтобы отсутствовали подрезание, заклинивание и интерференция зубьев.

Для солнечного колеса, выполненного из стали нормализованной и улучшенной, твердостью HB < 350, рекомендуют принимать число зубьев  $z_1 > 24$ ; закаленной ТВЧ твердостью HRC < 52, рекомендуют принимать  $z_1 \geq 21$ ; цементуемой, твердостью HRC > 52, рекомендуют  $z_1 \geq 18$ .

Практика эксплуатации силовых зубчатых передач, включая и планетарные, показала, что основными материалами, применяемые для изготовления зубчатых колес, являются углеродистые и легированные стали.

Поскольку зуб солнечного колеса планетарной передачи более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости поверхности зубьев сателлита HB < 350 твердость поверхности зубьев солнечного колеса назначают на 50–70 единиц выше, чем сателлита. При твердости поверхности зубьев сателлита HB > 350 твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми.

Для изготовления водил также используют стали. Корпуса планетарных передач промышленных роботов необходимо изготавливать из легких материалов и сплавов.

Проверку зубчатых колес на выносливость проводят по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Условие контактной прочности зубьев зубчатых колес имеет вид



$$\sigma_H = z_H z_M z_E \sqrt{\frac{W_{Hh} \cdot (i \pm 1)}{d_1 i}} \leq [\sigma]_H.$$

Оно отличается от условия контактной прочности зубьев реечной передачи наличием под корнем передаточного отношения, поэтому все параметры, входящие в условие прочности зубьев зубчатых колес планетарной передачи, рассчитывают аналогично реечной передаче. Исключение составляет определение коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Таким образом, правильный расчет и подбор планетарных передач позволяет автоматической трансмиссии иметь следующие неоспоримые преимущества:

- увеличивает комфортность вождения автомобиля за счет освобождения водителя от контрольных функций;
- автоматически и плавно производит переключения, согласовывая нагрузку двигателя, скорость его движения, степень нажатия на педаль газа;
- предохраняет двигатель и ходовую часть автомобиля от перегрузок;
- допускает и ручное, и автоматическое переключение скоростей.

Применение автоматической трансмиссии исключает необходимость постоянного пользования переключающим рычагом. Изменение скорости выполняется автоматически, в зависимости от нагрузки двигателя, скорости перемещения транспортного средства и желаний водителя. Волновая передача, в общем понимании, это механизм, в котором движение между звеньями передается перемещением волны деформации гибкого звена.

Частным случаем планетарной передачи является волновая зубчатая передача. Волновая зубчатая передача содержит гибкое колесо с внешними зубцами, выполненное в виде тонкостенного цилиндра, соединенного с тихоходным валом, жесткое колесо с внутренними зубьями, соединенное с корпусом, и генератор волн, состоящий из гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок. Цель деформации гибкого колеса – получить большое число одновременно зацепляющихся зубьев и повысить нагрузочную способность. Конструкция волнового зубчатого редуктора показана на рис. 3. Генератор волн, включающий кулачок 7 овальной формы и шарикоподшипник б с гибкими кольцами, посажен на быстроходный вал 1 на привулканизированной резиновой прокладке 8. Генератор волн деформирует зубчатый венец 4 гибкого колеса, выполненного в виде цилиндрической оболочки и соединенного сваркой с тихоходным валом 9. Жесткое колесо 5 выполнено заодно с корпусом. Крышка 3 выполнена с радиальными ребрами, которые охлаждаются потоком воздуха от вентилятора 2.

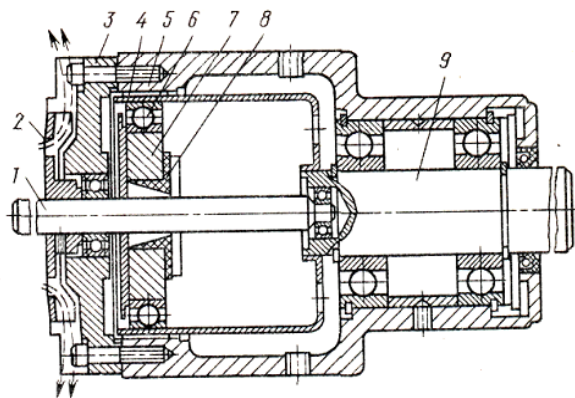


Рис. 3. Волновой редуктор

Применение волновых передач в редукторах получило большее распространение. Преимуществами волновых передач по сравнению с планетарными являются:

- сравнительно малый вес (меньше на 30–40 %);
- сравнительно меньшие габариты (до 50 %);
- необратимость передачи – не нужен стояночный тормоз, однако для обеспечения еще большей безопасности в случае серьезных повреждений (срезание зубьев на гибком колесе) исполнительный механизм оснащается блокировкой;
- высокое передаточное отношение в одну ступень (от 55 до 500).

Волновые передачи с промежуточными телами качения (ВПШТК) находят применение в редукторах приводов различного назначения. Диапазон их использования – от маломощных приводов (от долей Вт) до мощных приводов (сотни кВт и более) в различных по назначению механизмах и устройствах.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и для планетарных, по уравнению Виллиса.

При неподвижном жестком колесе

$$u = \frac{n_0}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1},$$

где знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

При неподвижном гибком колесе

$$u = \frac{n_0}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1},$$

где  $n_0$ ,  $n_1$  ( $n_2$ ) – частоты вращения ведущего и ведомых звеньев;  $z_1$ ,  $z_2$  – числа зубьев колес гибкого и жесткого соответственно.

Разность зубьев колес должна быть равна или кратна числу волн, т.е.  $z_2 - z_1 = k_z n_w$ , где  $n_w$  – число волн, обычно равное 2;  $k_z$  – коэффициент кратности, обычно равный 1; при  $u < 45$   $k_z = 3$ .

Необходимое максимальное радиальное перемещение  $w_0$  при отсутствии боковых зазоров должно равняться полуразности диаметров начальных окружностей:

$$w_0 = 0,5(d_{w2} - d_{w1}).$$

Для эвольвентного зацепления диаметры начальных окружностей можно выразить через диаметры делительных окружностей:

$$d_w = d \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_w} = mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Тогда

$$w_0 = 0,5(z_2 - z_1)m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 0,5mk_z n_w \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w},$$

где  $m$  – модуль зацепления;  $\alpha$  и  $\alpha_w$  – углы профиля исходного контура и зацепления.

Следовательно, величина максимального упругого перемещения равна межосевому расстоянию обычной передачи внутреннего зацепления.

Если зубчатые венцы нарезаны без смещения производящего исходного контура ( $x_1 = x_2 = 0$ ) или с одинаковыми смещениями (для внутреннего зацепления  $x_1 = x_2$ ), то  $\alpha = \alpha_w$  и  $w_0 = 0,5(z_2 - z_1)m = 0,5mk_z n_w$ .

Для двухволновой передачи  $n_w = 2$ ,  $k_z = 1$ ,  $w_0 = m$ .

Минимально допустимое радиальное упругое перемещение  $w_0 = m \cos \alpha$ .

При  $\alpha = 20^\circ$  относительное радиальное перемещение  $\frac{w_0}{m} = 0,94$ , при  $\alpha = 30^\circ$

$$\frac{w_0}{m} = 0,866.$$

Чем меньше передаточное отношение в одной ступени, тем больше потребная величина  $w_0$ :

$$u = -\frac{z_1}{k_z n_w} = -\frac{z_1}{k_z n_w} \frac{m}{m} = -\frac{d_1}{2w_0}.$$

Долговечность гибкого элемента легко обеспечивается при передаточном отношении в ступени  $u > 120$  и чрезвычайно трудно при  $u < 80$ , так как потребная величина радиального упругого перемещения увеличивается с уменьшением передаточного отношения.

Удобно за критерий работоспособности условно принять допустимые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$  на боковых поверхностях зубьев по аналогии со шлицевыми соединениями:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^4 TK}{\psi_d d^3} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Отсюда  $d = \sqrt[3]{\frac{10^4 TK}{\psi_d [\sigma]_{\text{см}}}}$ ,

где  $T$  – вращающий момент на тихоходном валу передачи, Н·м;  $d$  – диаметр делительной окружности гибкого зубчатого венца, мм;  $\psi_d = \frac{B}{d}$  – коэффициент ширины зубчатого венца (берется 0,2–0,18 для силовых, 0,15–0,1 для малонагруженных и кинематических передач);  $K$  – коэффициент, зависящий от режима работы, равный 1 при спокойной нагрузке ( $T_{\text{тах}}/T < 1,2$ ); 1,25 – при умеренной динамической нагрузке ( $T_{\text{тах}}/T < 1,6$ ); 1,75 – при резко динамической нагрузке ( $T_{\text{тах}}/T < 2,5$ ).

Проведенный анализ показывает, что применение планетарных и волновых передач возможно в автоматических трансмиссиях. В некоторых случаях замена планетарных редукторов на волновые существенно улучшит кинематические и силовые показатели коробки передач за счет большого числа одновременно зацепляющихся зубьев и высокой нагрузочной способности передачи. Однако при проектировании стоит строго учитывать критерии работоспособности волновых передач и проводить проверочный расчет на усталостную прочность гибкого элемента. Таким образом, при соблюдении требований проектировки, расчета и изготовления волновых передач возможно усовершенствование коробки передач.

### Список литературы

1. Янгулов В.С. Прецизионный редуктор повышенной долговечности // Известия Томск. политехн. ун-та. – 2007. – Т. 311, № 2. – С. 18–23.
2. Малогабаритный редуктор повышенной точности и долговечности / В.С. Янгулов [и др.] // Военная техника, вооружение и современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения: IV Междунар. технолог. конгресс. – Омск, 2007. – Ч. 2. – С. 240–243.
3. Поезжаева Е.В. Теория механизмов и механика машин: учеб. пособие. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. – 122 с.
4. Поезжаева Е.В. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике систем машин: учеб. пособие. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2010. – 448 с.

# СОВРЕМЕННЫЕ КОМПОНОВОЧНЫЕ ФАКТОРЫ В ЭРГОНОМИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ГОРОДСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

**К.С. Ившин, А.Р. Романов**

Удмуртский государственный университет, г. Ижевск, Россия

*Рассмотрены и выявлены три группы компоновочных факторов в эргономическом моделировании индивидуальных ТС городского назначения: компоновка ЭСУ, альтернативные посадочные схемы, упрощение и автоматизация управления.*

***Ключевые слова:** эргономическое моделирование, транспортные средства, компоновочная схема, посадка, автоматизация управления.*

Альтернативные посадочные схемы индивидуальных транспортных средств (ТС) городского назначения постоянно предлагаются в многочисленных концептах и концепт-артах, показанных производителями на последних международных автомобильных выставках. Реализация сдерживается техническими ограничениями: технологическими, конструктивными, коммерческими – и требованиями безопасности пассажиров. Однако рациональные решения оказывают влияние на развитие смежных с автомобилестроением отраслей.

Например, первый концепт городского ТС местного сообщения NAFA был построен Mercedes-Benz еще в 1980 г., но тогда он не выдерживал требований пассивной безопасности. В 1998 г. на дороги вышел Smart, спроектированный в той же концепции, но удовлетворявший данным требованиям. Поэтому можно полагать, что ограничения на антропометрические схемы носят временный характер и в дальнейшем ТС действительно смогут предложить большое разнообразие посадок, рассчитанных уже на долгое перемещение и на общение, отдых, игры и т.д. (Citroen Tubik: автомобиль-клуб; многие японские концепты, Nissan Panorama).

Производители автомобилей ведут активные поиски в области альтернативных видов топлива. Выявляются пять направлений развития энергосиловых установок (ЭСУ) ТС с использованием: водорода внутри топливных элементов (ячеек) для получения электроэнергии; особо емких аккумуляторных батарей (без двигателя внутреннего сгорания (ДВС)); ДВС, электрического двигателя (ЭД) и аккумуляторных батарей (АКБ); ДВС, ЭД и АКБ с системой подзарядки от сети; ДВС с высокими показателями экологичности (метан, биодизель, турбирование, нейтрализация отработанных газов).

Выявляются три группы компоновочных факторов в эргономическом моделировании индивидуальных ТС городского назначения (рис. 1): компоновка ЭСУ (подпольное пространство, двух- и однообъемные компоновочные решения), альтернативные посадочные схемы (новые функциональные и социальные решения); упрощение и автоматизация управления.



Рис. 1. Группы компоновочных факторов в эргономическом моделировании индивидуальных ТС городского назначения

### ***1. Компоновка ЭСУ (подпольное пространство, двух- и однообъемные компоновочные решения ТС).***

При традиционной двухобъемной компоновке ДВС размещается в зоне передней оси. Посредством выступающего капота увеличивается длина ТС и снижается обзорность. Для улучшения обзорности требуется увеличивать высоту сиденья.

При однообъемной (вагонной или полувагонной) компоновке обзорность улучшается, сокращается длина и повышается маневренность ТС. С целью размещения трех рядов кресел посадка становится выше. Салон легко трансформируется. В дальнейшем класс микромини-вэнов приобрел популярность благодаря хорошей обзорности, простору над головой водителя и пассажиров и функциональности интерьера (Renault Megane Scenic 1996 года – первый микромини-вэн (7 посадочных мест).

Сэндвич-структура пола, в котором размещены узлы и агрегаты. Двигатель A-klasse расположен спереди и при лобовом столкновении уходит вниз. Ровный пол салона позволяет устанавливать пассажирские кресла в произвольном порядке. В MCC Smart компоновка заднемоторная, поэтому при лобовом столкновении двигатель не проникает в салон (Mercedes-Benz A-klasse и MCC Smart 1997 и 1998 г. (концепты 1994 г.)).

При однообъемной компоновке посадка может оставаться достаточно низкой. Подобная компоновка была распространена в американских автомобилях Chrysler и GM во второй половине 1990-х гг. под названием cab forward. Позднее к такой компоновке пришли европейские и японские автомобильные производители (Honda Civic, Toyota Auris, Opel Astra). Отличительной особенностью однообъемной компоновки являются маленькие окна перед води-

тельской дверью. Это также обусловлено стремлением повысить прочность стоек при сохранении обзорности.

При гибридной компоновке энергосиловой установки все силовые агрегаты становятся компактнее, хранилища стремятся вниз (снизить центр масс), появляется возможность понизить подоконную линию спереди и улучшить обзор. Ровный пол позволяет размещать сиденья в различных вариациях. Погрузочная высота определяется толщиной пола с агрегатами.

Современные компоновочные схемы предполагают постепенную замену традиционных ДВС с механической связью ЭД, питаемыми от ДВС-генератора, АКБ либо топливных элементов. АКБ, суперконденсаторы, топливные элементы имеют плоскую форму и большую массу, поэтому их размещают под полом между осями, а также под задним сиденьем. Баллоны с природным газом либо водородом размещают за задней осью как в безопасном с точки зрения пассивной безопасности месте. Уровень пола становится выше, что положительно влияет на удобство посадки и выхода из ТС. Также улучшается обзорность. При этом посадка может быть высокой и низкой – в зависимости от назначения и позиционирования ТС на рынке (более низкое – спортивное, молодежное либо более высокое – семейное) (Nissan Leaf, Chevrolet Volt, Toyota Prius, Mercedes-Benz F125).

Таким образом, высота посадки зависит от области применения ТС, в то время как компоновочные решения предоставляют высокую степень свободы в организации антропометрического пространства.

## ***2. Альтернативные посадочные схемы (новые функциональные и социальные решения).***

Для современного проектирования транспортных средств характерны стремление заполнить потребительские ниши между микроавтомобилями и мототранспортом, а также ориентация на систему общего пользования (прокат).

Расширяется номенклатура транспорта малого радиуса действия – наряду с традиционными велосипедами, скутерами, мотоциклами распространяется одноосный, одноместный транспорт полностью на электротяге.

Первым транспортным средством данного типа в 2001 г. стал Segway. В 2009 г. был представлен совместный проект GM и Segway – одноосные двухместные ТС с закрытым салоном и автомобильной посадкой, также на электротяге.

Простота и интуитивность управления электрическими ТС предоставляют широкие возможности адаптации одноосной схемы для инвалидов-колясочников.

## ***3. Упрощение и автоматизация управления.***

Развитие пространства автомобиля в перспективе зависит не только от непосредственного удобства антропометрической схемы, но и от дополнительных функций, позволяющих сделать эксплуатацию ТС более удобной и в конечном итоге освободить человека от необходимости управлять ТС. Гиб-

ридные и электрические силовые установки предоставляют больше возможностей для автоматизации управления ТС. Кроме того, автоматика автомобиля без водителя компенсирует отсутствующие ранее, но необходимые для управления автомобилем возможности для лиц с разными дисфункциями.

Возможности адаптации интерьера к потребностям водителя можно рассмотреть на примере концепта Ford Evos, представленного в 2011 г. «Концепция подключенного к „информационному облаку“ автомобиля открывает огромный потенциал для адаптации процесса вождения к индивидуальным предпочтениям и образу жизни водителя. Исследования и технологии в области здоровья направлены на снятие у водителя стресса и повышение степени его осведомленности об окружающей обстановке. Водители во всем мире проводят за рулем все больше времени, и автомобиль не должен становиться очередным источником стресса в их жизни» (Маскаренас).

Интеграция с мобильными и другими техническими устройствами водителя приводит к тому, что автомобиль может решать рутинные задачи, связанные с ежедневными поездками. Например, автомобиль может автоматически включить музыку или новостную передачу, которую водитель слушал дома, нагреть или охладить салон перед приходом водителя без дополнительных указаний, прогнозируя время выезда по его графику. Через беспроводную связь с устройствами дома он может закрыть дверь гаража и автоматически выключить свет, отъезжая от дома. Автомобиль может предложить новый маршрут, который друзья рекомендовали в социальной сети, или переставить будильник. Изучая привычки и способности водителя, технология также совмещает карту и погодные данные для корректировки настроек двигателя, рулевого управления, систем подвески и торможения для оптимального удовольствия, комфорта и безопасности.

Концепт-кар отслеживает физическое состояние и рабочую нагрузку водителя, соответствующим образом корректируя процесс вождения. Обладая информацией о местонахождении, автомобиль может получать данные о качестве воздуха и предлагать более благоприятные маршруты до пункта назначения.

В динамических дорожных ситуациях автомобиль изменяет вид приборной панели, оставляя только необходимые показатели, и переключает смартфон водителя в беззвучный режим, что способствует концентрации внимания.

Оптимизированная силовая установка за счет подключения к «информационному облаку» будет знать, когда начинать накапливать энергию и переключать режим, используя для этого информацию о прогнозируемом маршруте движения, любых ограничениях на выбросы, действующих в зоне следования во время поездки, а также текущих погодных условиях.

Важную роль сыграет автоматизация управления, как в концепте Google 2004 г.: голосовое управление и отсутствие механических органов управления. При этом альтернативные компоновки, в которых крутящий момент определяется электроникой, а жесткая связь отсутствует, легче автоматизируются.



В настоящее время автоматизация управления реализована в беспилотном такси (проект ULTra). ULTra – монорельсовая дорога, по которой движутся небольшие полностью автоматизированные вагонетки – наземное метро без машинистов. Проект ULTra разрабатывала компания Advanced Transport Systems совместно со специалистами из Бристольского университета. При входе пассажир должен активировать смарт-карту. По утверждениям разработчиков, такси, во-первых, не загрязняет окружающую среду, во-вторых, легкое (вес вагонетки 800 кг), в-третьих, «визуальное вторжение» в архитектурный облик городов и окружающую среду минимизировано и, в-четвертых, ULTra – безопасный транспорт (скорость 25 км/ч, вблизи остановок 5 км/ч). Также каждая вагонетка оборудована специальной «системой обнаружения», которая автоматически остановит «капсулу», если впереди препятствие. Однако рельсовая система не позволяет полностью отнести ТС к ТС индивидуального пользования.

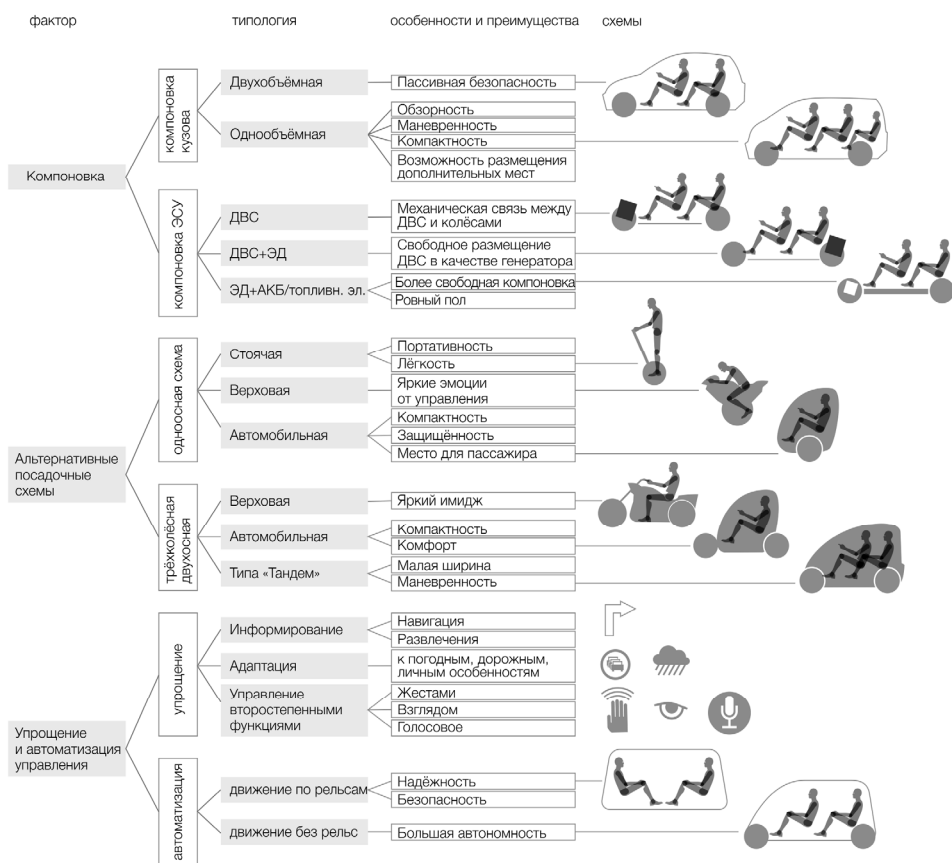


Рис. 2. Компоночные факторы в эргономическом моделировании индивидуальных ТС городского назначения

Разработки по созданию автономного автомобиля, управляемого автоматически, ведет корпорация Google. В качестве базового автомобиля был выбран Toyota Prius, поскольку электронное управление проще адаптировать к тем компоновочным решениям, в которых нет механической связи между агрегатами. Этот и предыдущие опыты доказывают, что в перспективе для управления ТС будет достаточно встроенного автопилота.

Согласно идее концепт-кара Nissan Panorama, пассажиры во время поездок на нем должны максимально расслабиться и отдохнуть. Крыша и внешние стены сделаны из органического стекла, что позволит максимально наслаждаться видами вокруг. Четыре пассажирских сиденья можно расставить как в два параллельных ряда, так и кругом, лицом друг к другу. Также можно выдвинуть стол. Двери открываются вверх, что позволяет уменьшить размеры места, необходимого для парковки.

Таким образом, рассмотрены и выявлены три группы компоновочных факторов в эргономическом моделировании индивидуальных ТС городского назначения (рис. 2): компоновка ЭСУ; альтернативные посадочные схемы; упрощение и автоматизация управления.

# ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШАРОВОГО ШАРНИРА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

**М.А. Верняев, Н.М. Филькин, А.С. Терехов**

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Шаровая опора является наиболее ответственным узлом подвески автомобиля, который испытывает на себе различные по природе и воздействию нагрузки. При различных условиях эксплуатации напряженно-деформированное состояние шаровой опоры не будет постоянным. Рассмотрено напряженно-деформированное состояние шаровой опоры при наиболее частых условиях эксплуатации легкового автомобиля и пути повышения ее долговечности.*

**Ключевые слова:** шаровой шарнир, прочностной анализ, напряженно-деформированное состояние, исследование ресурса, методика расчета.

Шаровая опора легкового автомобиля воспринимает значительные нагрузки не только вследствие воздействия распределенной массы автомобиля, но и по причине дефектов дорожного полотна – при переезде неровностей, выбоин испытывая систематические удары. В связи с этим напряженно-деформированное состояние (НДС) шаровой опоры различно и зависит от многих обстоятельств и факторов, которые при исследовании шаровой опоры необходимо обязательно принимать во внимание.

НДС шаровой опоры заслуживает особого внимания по причине того, что является результатом взаимного действия абсолютно разных по свойствам материалов. Сталь корпуса и пальца взаимодействует с полимером вкладыша. Именно от характера взаимодействия составных частей зависит общее НДС шаровой опоры. В современной науке вопросы исследования контакта нескольких тел в полной мере не раскрыты и поэтому представляют большой потенциал для изучения.

НДС шаровой опоры исследуется, как правило, при наиболее частых, а также при опасных дорожных ситуациях [1]. Так, в случае, когда автомобиль неподвижно стоит, на шаровую опору действует сила, равная примерно половине веса, приходящегося на переднюю ось. При условии статичного состояния разрушений опоры неподвижного автомобиля не происходит, в узле накапливаются внутренние напряжения. По результатам проведенных научных исследований наибольшие напряжения возникают в месте прилегания рычага и конуса пальца, а также в местах крепления корпуса к нижнему рыча-

гу подвески. В то же время при статических испытаниях неподвижного автомобиля вкладыш испытывает минимальные напряжения, что не может привести к снижению долговечности узла. Максимум достигается в самой крайней точке сферы. В силу неоднородности материалов и различий в форме напряжения распределяются по-разному. Вкладыш шаровой опоры обладает достаточным запасом прочности и способен выдерживать долговременную нагрузку от веса автомобиля.

При имитации момента удара, возникающего в результате переезда единичной неровности (выбоина, лежащий полицейский, камень), было зафиксировано кратковременное повышение амплитуды сил, действующих на шаровую опору. При этом возникающий момент создает в шаровой опоре нагрузку, действие которой направлено на растяжение нижнего рычага подвески. Согласно экспериментальным данным, полученным при исследовании ситуации, когда транспортное средство преодолевает единичную неровность, наиболее нагруженными элементами шаровой опоры являются палец и вкладыш. Вследствие того, что шаровая опора имеет несколько отверстий для крепления к поворотному кулаку, напряжения от удара концентрируются в сечениях между ними.

Результаты, полученные при исследовании НДС шаровой опоры в момент экстренного торможения, позволяют отметить тот факт, что продольные нагрузки, возникающие в узле, принимают наибольшие значения. Причиной тому служит перераспределение веса автомобиля между осями – на переднюю ось вес увеличивается. При этом к уже определенным нагрузкам и моментам добавляется тормозной момент, который стремится повернуть колесо вокруг оси поворота и создает реактивную силу, порождающую растягивающие нагрузки в опоре. Вследствие того что в момент экстренного торможения происходит перераспределение действующих масс, наиболее напряженные участки шаровой опоры – палец, так как на него как раз и приходится большая нагрузка, поверхности крепления корпуса и нижняя поверхность вкладыша [1; 2].

При рассмотрении ситуации бокового заноса автомобиля шаровая опора испытывает напряжение, линия действия которого распределена практически по всему объему шаровой опоры, что может привести к выходу узла из строя, так как будет действовать максимальная суммарная сила. Боковой занос – наиболее опасный из условий эксплуатации автомобиля. Опыт показал, что вся поверхность шаровой опоры испытывает сильнейшие нагрузки. Силы стремятся одновременно вырвать шаровую опору из креплений и при этом сместить. При таких нагрузках происходит сильнейший износ материалов вкладыша и корпуса, которые, в конечном счете, приводят к выходу из строя узла. Стоит учесть, что в некоторых случаях боковой занос сопровождается проездом неровностей дороги, что, в свою очередь, ведет к снижению ресурса шаровой опоры.

Полученные результаты позволяют говорить о действии на шарнир во время движения автомобиля сложной системы нагрузок. При этом в верти-

кальном направлении шаровой шарнир испытывает влияние распределенного веса автомобиля, величина которого изменяется согласно некоторому закону, постоянно изменяющейся реакции дороги, величина и направление которой зависят от профиля полотна, коэффициента сцепления. Палец шаровой опоры находится в постоянном напряжении от воздействия знакопеременной нагрузки. Кроме того, поверхность шара подвергается трению.

Корпус шаровой опоры испытывает на себе давление, вызываемое весом автомобиля, а также деформируется при воздействии силы вырыва пальца, и в то же время его внутренняя поверхность подвергается трению. Стоит также учесть тот факт, что разборная конструкция рычага, предполагающая крепление посредством болтов, влечет за собой ситуацию, при которой элементы крепления корпуса опоры являются концентратором напряжений.

Режимы разгона и торможения следует рассматривать как отрицательные факторы, влияющие на НДС узла. Кроме вышперечисленных нагрузок, они могут вызывать усилие смятия и среза пальца. Если рассматривать палец шаровой опоры, то необходимо отметить следующую его особенность: резьбовое соединение пальца, с помощью которого ступица колеса крепится к опоре и рычагу, вызывает внутреннее напряжение малой величины по длине пальца [1].

Вышперечисленные факторы позволяют говорить о том, что расчет НДС шарового шарнира предполагает комплексный подход, при котором будут учитываться все внутренние и внешние силовые воздействия, происходящие в этом узле. Как показала практика, с помощью компьютерных систем и технологий исследование НДС шаровой опоры передней подвески легкового автомобиля может быть выполнено эффективнее, обеспечивая заданную точность и обоснованность применяемого конструктивного решения на результатах расчетных исследований.

В настоящее время исследования НДС, а также ресурса шаровой опоры в основном выполняются с использованием специализированных стендов и полигонов, т.е. проводятся исследовательские испытания натуральных образцов. Использование современных компьютерных технологий инженерного анализа, напротив, предполагает в качестве объекта исследований использовать геометрическую трехмерную модель шаровой опоры, созданной с помощью ЭВМ на базе специализированных программ геометрического моделирования. В этом случае экспериментальные исследования, которые проводятся после создания опытных натуральных образцов шаровых опор, являются контрольно-доводочными. Применение современных компьютерных технологий позволит расширить круг исследовательских задач и возможностей при проектировании шаровой опоры автомобиля и исследовании ее ресурса, а также существенно сократит связанные с этим затраты [1; 2].

Общий принцип построения алгоритма исследования НДС шаровой опоры с помощью компьютерных технологий следующий. На первом этапе разрабатывается трехмерная геометрическая модель шаровой опоры в графическом редакторе. Следующий шаг – задание свойств материала, используемого

при изготовлении детали. Предварительно рассчитанные силы, действующие на шаровую опору, прикладывают к местам их действия. Деталь закрепляется таким образом, как она крепится к поворотному кулаку и рычагу передней подвески. После проведения вышеуказанных действий строится сетка конечных элементов, цель которой максимально упростить деталь до уровня простейших элементов. Необходимость разбиения детали на простейшие элементы обусловлена логикой, на основе которой построены современные конечно-элементные программные комплексы прочностного анализа конструкций. Для каждого простейшего элемента выполняется исследование, итогом которого станет обобщение результатов и представление информации о ресурсе детали в целом [3]. Применение современных технологий делает возможным исследование влияния применяемых материалов на НДС и ресурс шаровой опоры с помощью расчетных методов. Результаты данного вида исследований позволяют сделать вывод о целесообразности применения каждого из материалов на основе полученных расчетных исследований [1].

В рамках научно-исследовательской работы была разработана методика исследования НДС шаровой опоры передней подвески легкового автомобиля с целью повышения долговечности ее эксплуатации, базирующаяся на расчете и анализе трехмерной модели шаровой опоры с заданными размерами и параметрами материалов в CATIA V5 – мощной CAD-системе, позволяющей не только проектировать модели, но и производить расчет их состояния с последующей визуализацией результатов.

В качестве примера приведем результаты расчетного исследования НДС корпуса шаровой опоры легкового автомобиля с помощью вышеуказанного программного комплекса прочностного анализа (рисунок). Проведенные расчетные исследования двух возможных исполнений конструкции формы корпуса шаровой опоры позволили сделать вывод о предпочтительном конструктивном решении с точки зрения прочности. В частности, доказано, что корпус треугольной формы имеет больший ресурс, нежели корпус иной формы, о чем свидетельствуют результаты исследований, представленные на рисунке. Вариант треугольного корпуса более предпочтителен для использования. Возникающие в нем напряжения имеют меньшие значения. Имея одинаковые характеристики материала и равные прилагаемые нагрузки, корпуса показали разные прочностные результаты.

Таким образом, подтверждено, что при исследовании НДС необходимо применять современные компьютерные системы и технологии прочностного анализа шаровых опор и других деталей и узлов автомобилей, что позволит решить наиболее острые задачи, связанные с обоснованием конструкций и применяемых материалов для обеспечения требуемого ресурса, при проектировании, конструировании и создании новых образцов автомобильной техники.

В заключение следует отметить, что по результатам исследований можно будет определить пути наиболее оптимального и эффективного повышения эксплуатационных свойств шарового шарнира. Либо это будет внедрение пе-

редовых решений при конструировании шаровой опоры. В данном случае следует понимать использование более износостойких и более дорогостоящих материалов, а также разработку принципиально новой конструкции шаровой опоры, внедрение инновационных материалов и конструкторских решений. Либо второй путь, которым следуют современные производители. Это связано прежде всего с экономией средств, так как данный способ не требует объемных инвестиций и привлечения дополнительных ресурсов. Суть способа в совершенствовании уже существующих технологий и методик. Как видно из опыта производителей автокомпонентов, это приведет к повышению качества изготавливаемой продукции, а вместе с тем и изменению производственных циклов. Необходимо понимать, что следование каждым из путей повышения эксплуатационных свойств шаровой опоры потребует инвестирования определенного количества материальных средств. Первый путь предполагает более существенные вливания по сравнению со вторым. Это связано с необходимостью полного обновления не только производственных мощностей предприятия, но и основных поставщиков материалов.

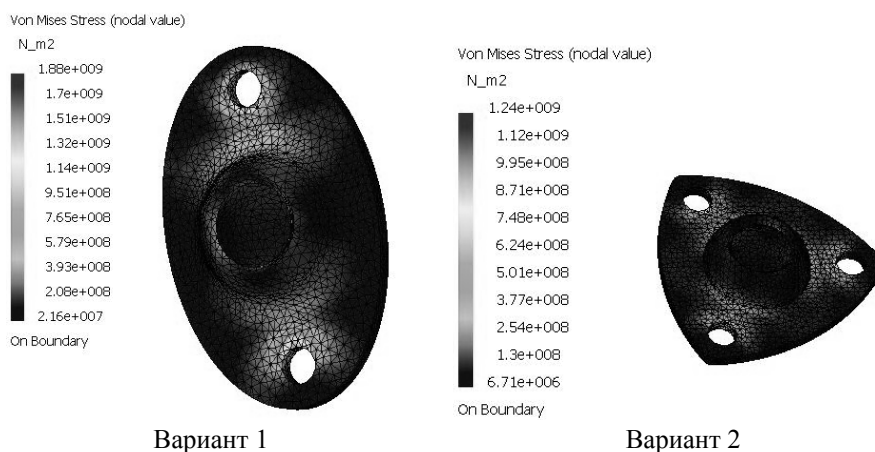


Рис. Результаты исследования для разных форм корпусов

Исследование НДС шарового шарнира является длительным кропотливым процессом, результаты которого позволяют судить о качестве и прочностных свойствах шарового шарнира.

### Список литературы

1. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Зыков С.Н. Инженерный анализ конструкций автомобилей на прочность: учеб. пособие. – Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2008. – 124 с.
2. Митрофанов А.В. Метод внедрения новых технологий проектирования в проектной организации // CADmaster. – 2011. – № 3. – С. 19.
3. Александров А.В. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 2003. – 560 с.

# ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ БЕЗОПАСНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

**В.В. Мазур**

Братский государственный университет, Россия

*Представлены результаты научно-исследовательской работы, направленной на создание энергоэффективных двигателей и движителей для транспортных средств.*

**Ключевые слова:** *автомобильное колесо, автомобильные шины повышенной безопасности, энергоэффективные движители, сопротивление качению, неровная дорога.*

Колесный движитель является простым и в то же время наиболее энергоэффективным механизмом для преобразования своего вращательного движения в поступательное движение транспортного средства. Именно поэтому колесо, которое в большей степени является древнейшим открытием, чем изобретением, получило широкое распространение и применяется практически на всех наземных транспортных средствах, в том числе и на автомобилях. Изобретение в XIX в. пневматической шины, которая является конструктивным элементом колеса, позволило значительно улучшить эксплуатационные свойства первых автомобилей и обеспечило быстрое развитие автомобильной промышленности.

Тем не менее современные пневматические шины традиционных конструкций все же имеют один существенный недостаток, заключающийся в прекращении транспортного процесса при потере избыточного давления сжатого воздуха. Кроме того, внезапная потеря избыточного давления воздуха в шине при высокой скорости движения автомобиля в большинстве случаев приводит к дорожно-транспортному происшествию.

Стремление повысить безопасность движения привело к появлению ряда новых конструкций пневматических шин. Для сохранения управляемости и устойчивости транспортного средства при внезапном падении давления сжатого воздуха были разработаны конструкции шин повышенной безопасности, принцип работы которых состоит в том, что при повреждении бескамерной шины всю нагрузку на колесо воспринимают боковины покрышки, имеющие повышенную жесткость, или дополнительные внутренние опоры, которые могут быть как жесткими, так и упругими [1; 2]. Пневматические шины с упругими опорными кольцами обеспечивают более высокие плавность хода и топливную экономичность по сравнению с другими типами безопасных шин.



На рис. 1 представлены наиболее известные зарубежные марки пневматических шин повышенной безопасности с упругими опорными кольцами.

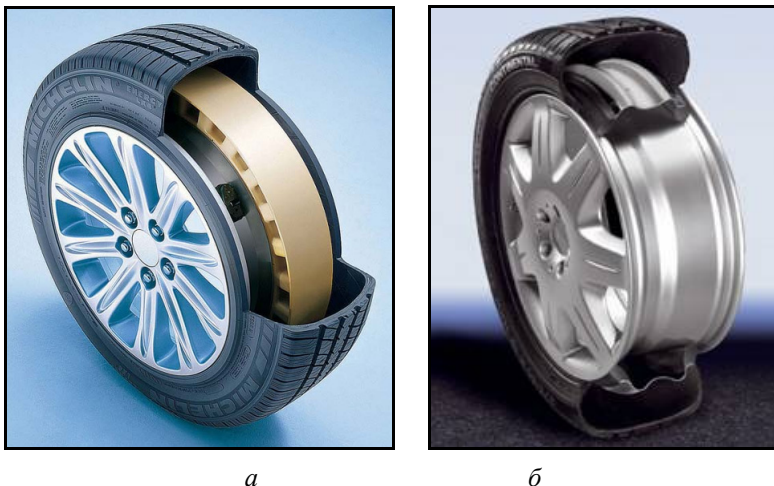


Рис. 1. Автомобильные колеса с безопасными шинами:  
*a* – Michelin PAX System; *б* – Continental Conti Support Ring

При качении автомобильного колеса наблюдается деформация пневматической шины и дорожной поверхности, что сопровождается потерями энергии. Энергия при качении автомобильного колеса затрачивается на гистерезис в материалах шины и дорожной поверхности, пластическую деформацию дорожной поверхности, трение элементов шины друг о друга и о поверхность дороги при образовании колеи, трение шины при упругом проскальзывании в контакте с поверхностью дороги и аэродинамические потери. Суммарный эффект этих процессов называется сопротивлением качению автомобильного колеса [2; 3].

При потере избыточного давления сжатого воздуха в шине традиционной конструкции резко возрастают гистерезисные потери, что сопровождается повышенным тепловыделением и при длительном качении приводит к разрушению шины. В свою очередь, безопасные пневматические шины даже в поврежденном состоянии способны обеспечить движение транспортного средства без замены и разрушения со скоростью не менее 80 км/ч на расстояние 200 км и более, что в настоящее время не является пределом совершенства их конструкции. Тем не менее качение безопасной пневматической шины без избыточного давления сжатого воздуха также сопровождается дополнительными потерями энергии, которые обусловлены более высокими амплитудами деформаций элементов шины и трением дополнительной опоры о внутреннюю поверхность покрышки. Несмотря на то что фирмы-производители безопасных пневматических шин минимизировали перечисленные дополнительные потери энергии при качении, все же они не гарантируют полного сохранения потребительских свойств своей продукции при эксплуатации на дорогах с не-

ровной поверхностью, вызывающих интенсивные колебания автомобиля, поэтому дальнейшее совершенствование конструкции безопасных пневматических шин, направленное на уменьшение потерь энергии при качении по неровной дороге без избыточного давления сжатого воздуха, а также разработка методики для оценки этих потерь является актуальной задачей.

В соответствии с ГОСТ 17697–72 «Автомобили. Качение колеса. Термины и определения» потери на качение оценивают мощностью сопротивления качению колеса  $N_f$ , силой сопротивления качению  $P_f$  и коэффициентом сопротивления качению колеса  $f$ .

Мощность сопротивления качению колеса  $N_f$  определяется как разность между мощностью, подведенной к колесу, и мощностью, отведенной от колеса, при его качении. В свою очередь, энергоэффективность автомобильных шин заключается в способности преобразовывать вращательные движения колес в поступательное движение автомобиля или, наоборот, поступательные движения автомобиля во вращательные движения его колес с минимальными потерями энергии. Следовательно, оценочные параметры сопротивления качению могут быть использованы и для оценки энергоэффективности автомобильных шин.

Силы сопротивления движению автомобиля, к которым относится и сила сопротивления качению колес  $P_f$ , разделяют в соответствии с причинами, вызвавшими их возникновение. Основная причина возникновения силы сопротивления качению – это взаимодействие катящегося колеса с дорогой. Известно, что при качении колеса по ровной дороге с твердым покрытием 90–95 % общих потерь энергии составляют потери на гистерезис и трение в шине, а аэродинамические потери не превышают 1,5–3 %. В то же время при движении автомобиля по дороге с неровной поверхностью потери энергии на качение колес увеличиваются вследствие их взаимодействия с микропрофилем.

В теории автомобиля [3] сила сопротивления качению  $P_f$  на горизонтальной дороге при условии отсутствия интенсивных колебаний определяется как условная количественная характеристика, равная сумме направленных против движения автомобиля продольных реакций дороги. В то же время, хотя причины возникновения потерь на качение колеса хорошо исследованы, достаточно точных формул для расчета силы сопротивления качению нет.

На ровной горизонтальной дороге, а также на дороге с микропрофилем, который не вызывает интенсивных колебаний, т.е. при условии постоянства вертикальной (нормальной) нагрузки, сила сопротивления качению автомобильного колеса определяется как

$$P_f = R_z f ,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса;  $R_z$  – вертикальная (нормальная) реакция в контакте колеса с дорожной поверхностью.

Коэффициент  $f$  в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия определяется опытным путем обычно в ведомом режиме качения колеса. При этом увеличение силы сопротивления качению на гравийных и булыжных дорогах в хорошем состоянии объясняется увеличением коэффициента  $f$  из-за дополнительных деформаций шин при сглаживании микропрофиля и, как следствие, дополнительных гистерезисных потерь. Тем не менее в соответствии с ОСТ 37.001.291–84 «Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода» движение автомобиля по булыжной мощеной дороге без выбоин сопровождается колебаниями, среднеквадратичное ускорение которых может достигать  $1,8 \text{ м/с}^2$  для поддрессоренной массы. Величина же ускорения, как эквивалента силового воздействия неровностей дорожной поверхности на незащищенные подвеской неподдрессоренные массы, к которым относятся и колеса, достигает гораздо больших значений.

Поэтому взаимодействие катящихся колес с микропрофилем, который вызывает интенсивные колебания масс автомобиля, тем более приводит к заметному изменению текущих значений вертикальных реакций в контакте с дорогой и, как следствие, к колебаниям сил сопротивления качению и увеличению требуемой для качения мощности.

Для выявления аналитических зависимостей, отражающих связь оценочных параметров сопротивления качению и энергоэффективности автомобильных шин с параметрами микропрофиля дорожной поверхности воспользуемся схемой, приведенной на рис. 2.

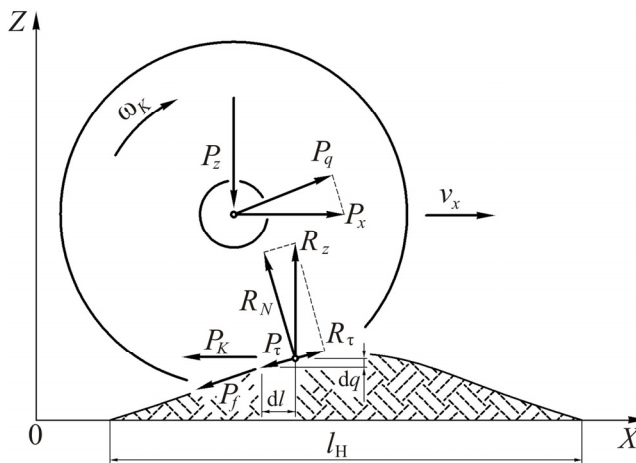


Рис. 2. Силы, действующие на автомобильное колесо при качении в ведомом режиме по неровной дороге

В соответствии со схемой при качении колеса по неровной дороге с твердым недеформируемым покрытием изменяющуюся в процессе колебаний вертикальную реакцию  $R_Z$  можно разложить на нормальную  $R_N$  и кас-

тельную  $R_{\tau}$  реакции к профилю дорожной поверхности. При этом угол между осью абсцисс  $OX$  и касательной  $R_{\tau}$  будет определяться как  $\arctg \frac{dq}{dl}$ . Исходя из принятой схемы следует равенство накрест лежащих углов  $OX \wedge R_{\tau} = R_N \wedge R_Z = P_X \wedge P_q$ .

Следовательно, составляющие вертикальной реакции в контакте колеса с дорожной поверхностью определяются следующим образом: нормальная реакция  $R_N = R_Z \cos R_N \wedge R_Z$  и касательная реакция  $R_{\tau} = R_Z \sin R_N \wedge R_Z$ .

Исходя из принятой схемы сила  $P_{\tau}$ , которая вызывает тангенциальную деформацию автомобильной шины, численно равна и противоположна по направлению касательной реакции  $R_{\tau}$ . Составляющая  $P_q$  продольной толкающей силы при качении колеса преодолевает силу  $P_f$ , обусловленную внутренними потерями в пневматической шине и кинематическими потерями, связанными с уменьшением радиуса качения, а также внешнюю силу  $P_{\tau}$ , которая является составляющей вертикальной нагрузки  $P_Z$  и оказывает сопротивление при качении колеса, препятствуя его тангенциальному, а следовательно, и продольному перемещениям.

Следует отметить, что после преодоления вращающимся колесом вершины неровности сила  $P_{\tau}$  не будет препятствовать качению колеса, а, наоборот, будет его вызывать. В то же время в теории автомобиля [3] силы сопротивления, которые в конкретных условиях оказываются направленными по движению автомобиля, называются отрицательными силами сопротивления.

Суммарная сила, действующая по касательной к микропрофилю дорожной поверхности и препятствующая перемещению в этом направлении вращающегося автомобильного колеса, численно равна составляющей  $P_q$  продольной толкающей силы, которая, в свою очередь, определяется как

$$P_q = P_f \pm P_{\tau}.$$

В результате дальнейших преобразований получаем

$$P_q = R_Z f \cos R_N \wedge R_Z + R_Z \sin R_N \wedge R_Z.$$

В конечном итоге толкающая сила  $P_X$ , действующая в продольном направлении, параллельном средней плоскости микропрофиля дорожной поверхности и единственно полезном перемещении автомобиля, а также численно равная ей, но противоположная по направлению продольная сила сопротивления качению автомобильного колеса определяются выражениями

$$P_X = \frac{P_q}{\cos P_X \wedge P_q} \text{ или } P_X = P_K = R_Z (f \pm \operatorname{tg} R_N \wedge R_Z).$$

Исходя из определения коэффициент продольного сопротивления качению автомобильного колеса на дороге с неровным профилем определяется как

$$f_x = \frac{P_k}{R_z} = f \pm \operatorname{tg} \alpha \text{ или } f_x = f + \frac{dq}{dl},$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса, учитывающий потери на гистерезис и трение в шине, а также кинематические потери из-за уменьшения радиуса качения на ровной недеформируемой дороге.

Соотношение параметров микропрофиля дорожной поверхности, вызывающего дополнительное сопротивление качению колеса, может быть выражено коэффициентом сопротивления микропрофиля:

$$f_q = \frac{dq}{dl}.$$

Для заданного момента времени  $t$  изменяющийся в процессе движения коэффициент сопротивления микропрофиля  $f_q$  можно рассчитать как отношение текущего значения вертикальной скорости изменения высоты микропрофиля  $\dot{q}$  к скорости продольного перемещения автомобильного колеса  $v_x$ , а именно:

$$f_q = \frac{dq}{dl} = \frac{dq}{dt} \frac{dt}{dl} = \dot{q} \frac{1}{v_x}.$$

На рис. 3 приведена схема колебательной системы подвески автомобиля с пневматическими безопасными шинами с дополнительными упругими опорами, одна из которых (левая) без избыточного давления воздуха. На схеме приняты следующие обозначения:  $M$  – подрессоренная масса;  $m_l$  и  $m_p$  – левая и правая неподдресоренные массы;  $c$  – коэффициент вертикальной жесткости упругого элемента подвески;  $c_{ш}$  – коэффициент нормальной жесткости автомобильной шины при наличии избыточного давления воздуха;  $c_6$  – коэффициент нормальной жесткости боковин автомобильной шины без избыточного давления воздуха;  $c_{пр}$  – коэффициент нормальной жесткости протектора автомобильной шины;  $c_0$  – коэффициент нормальной жесткости дополнительной упругой опоры;  $\eta_a$  – коэффициент неупругого сопротивления амортизатора;  $\eta_{ш}$  – коэффициент неупругого сопротивления автомобильной шины при наличии избыточного давления воздуха;  $\eta_6$  – коэффициент неупругого сопротивления боковин автомобильной шины без избыточного давления воздуха;  $\eta_{пр}$  – коэффициент неупругого сопротивления протектора автомобильной шины;  $\eta_0$  – коэффициент неупругого сопротивления дополнитель-

ной упругой опоры;  $\xi_{л}(t)$  и  $\xi_{п}(t)$  – вертикальные перемещения левой и правой неподрессоренных масс относительно положений статического равновесия;  $q_{л}(t)$  и  $q_{п}(t)$  – ординаты микропрофиля дорожной поверхности в контакте левого и правого колес.

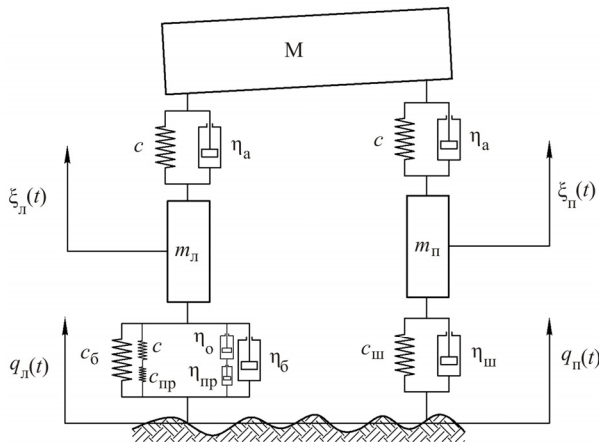


Рис. 3. Схема колебательной системы подвески автомобиля с пневматическими безопасными шинами

В соответствии с приведенной схемой вертикальные реакции в контакте левого и правого колес с дорогой определяются как

$$R_{Zл}(t) = \left( \frac{M}{2} + m_{л} \right) g + \left( \eta_{б} + \frac{\eta_{о} \eta_{пр}}{\eta_{о} + \eta_{пр}} \right) (\dot{q}_{л} - \dot{\xi}_{л}) + \left( c_{б} + \frac{c_{о} c_{пр}}{c_{о} + c_{пр}} \right) (q_{л} - \xi_{л});$$

$$R_{Zп}(t) = \left( \frac{M}{2} + m_{п} \right) g + \eta_{ш} (\dot{q}_{п} - \dot{\xi}_{п}) + c_{ш} (q_{п} - \xi_{п}).$$

Следовательно, текущие значения продольных сил сопротивления качению левого и правого колес по неровной дороге можно рассчитать следующим образом:

$$P_{Kл}(t) = \left[ \left( \frac{M}{2} + m_{л} \right) g + \left( \eta_{б} + \frac{\eta_{о} \eta_{пр}}{\eta_{о} + \eta_{пр}} \right) (\dot{q}_{л} - \dot{\xi}_{л}) + \left( c_{б} + \frac{c_{о} c_{пр}}{c_{о} + c_{пр}} \right) (q_{л} - \xi_{л}) \right] \times \left( f + \frac{\dot{q}_{л}}{v_X} \right);$$

$$P_{Kп}(t) = \left[ \left( \frac{M}{2} + m_{п} \right) g + \eta_{ш} (\dot{q}_{п} - \dot{\xi}_{п}) + c_{ш} (q_{п} - \xi_{п}) \right] \times \left( f + \frac{\dot{q}_{п}}{v_X} \right).$$

Элементарная работа по преодолению этих сил [4] определяется как

$$dA_{\text{л}} = P_{\text{Кл}} dl = P_{\text{Кл}} v_X dt ;$$

$$dA_{\text{п}} = P_{\text{Кп}} dl = P_{\text{Кп}} v_X dt .$$

Энергия, которая затрачивается при качении левого и правого колес по неровной дороге в течение времени  $T$ :

$$A_{\text{л}} = \int_0^T dA_{\text{л}} \text{ и } A_{\text{п}} = \int_0^T dA_{\text{п}} .$$

В конечном итоге мощность сопротивления качению левого и правого колес определяется как

$$N_{f_{\text{л}}} = \frac{A_{\text{л}}}{T} \text{ и } N_{f_{\text{п}}} = \frac{A_{\text{п}}}{T} .$$

Возвратившись к условию  $R_{Z_{\text{л}}} = \text{const}$  и  $R_{Z_{\text{п}}} = \text{const}$ , как это и принято в теории автомобиля при определении потерь на качение, в процессе теоретической оценки энергоэффективности автомобильных шин на участке неровной дороги протяженностью  $v_X T$  для удобства сравнения можно применить эквивалентные коэффициенты сопротивления качению, которые учитывают параметры микропрофиля и определяются как

$$f_{\text{п}} = \frac{N_{f_{\text{п}}}}{v_X R_{Z_{\text{п}}}} \text{ и } f_{\text{л}} = \frac{N_{f_{\text{л}}}}{v_X R_{Z_{\text{л}}}} .$$

Из-за интенсивных колебаний транспортного средства при средних скоростях движения, например по изношенному асфальтобетонному покрытию, коэффициенты сопротивления качению в сравнении со справочными значениями [5] увеличиваются на 5–10 %, по булыжной дороге – на 30–50 % и по грунтовой дороге – на 10–30 %.

### Список литературы

1. Юсупов А.А. Разработка новой конструкции и технологии изготовления безопасной шины: дис. ... канд. техн. наук / Моск. гос. акад. тонкой хим. технологии им. М.В. Ломоносова. – М., 2005. – 134 с.

2. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз [и др.]. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по спец. «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

4. Зимилев Г.В. Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. – М.: Военное изд-во Мин-ва обороны СССР, 1957. – 456 с.

5. Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд., перераб. и доп. / Гос. науч.-исслед. ин-т автомоб. трансп. – М.: Транспорт, 1984. – 220 с.

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЭТАПЕ ДИЗАЙН-ПРОЕКТИРОВАНИЯ

**В.А. Умняшкин, А.В. Полозов, К.С. Ившин**

Ижевский государственный технический университет, Россия

*Рассмотрено применение метода экспертных оценок с целью оптимизации проектных параметров легкового автомобиля и улучшения его конкурентоспособности. Приведен пример применения данного метода на практике, где сравниваются два типа двигателя внутреннего сгорания для выявления лучшего из них. Предлагается проводить экспертный анализ с целью выявления степени важности эксплуатационных свойств автомобиля и дальнейшей оптимизации его конструкции.*

**Ключевые слова:** конкурентоспособность, эксплуатационные свойства, оптимизация, рациональная компоновочная схема, метод экспертных оценок.

При создании конкурентоспособного транспортного средства перед дизайнерами и проектировщиками стоит задача разработать оптимальную конструкцию, отвечающую всем потребительским требованиям на высоком уровне. Но сложность в ее решении заключается в невозможности улучшить все показатели качества разом, так как многие из них противоречат друг другу. Поэтому возникает необходимость в определении степени важности тех или иных эксплуатационных свойств автомобиля для того, чтобы решить этот вопрос наиболее рационально.

Для оценки конкурентоспособности промышленного изделия на этапе художественного конструирования и выполнения эскизного проекта наряду с анализом потребительского рынка и различных информационных источников о подобных типах изделий эффективным инструментом принятия правильного решения по множеству параметров, характеризующих совершенство изделия, являются методы экспертных оценок. При решении оптимизационных задач эти параметры обычно называются частными критериями оптимальности [1].

Для принятия решения о конкурентоспособности промышленного изделия формируется экспертная группа с привлечением соответствующих специалистов. По результатам проведенных экспертиз строится матрица экспертных оценок частных критериев оптимальности вида



$$D = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{1n} \\ d_{21} & d_{22} & \dots & d_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ d_{m_0 1} & d_{m_0 2} & \dots & d_{m_0 n} \end{pmatrix},$$

где  $d_{ij}$  – экспертная оценка значения относительной важности  $i$ -го частного критерия, предложенная  $j$ -м экспертом,  $m_0$  – количество рассматриваемых частных критериев, а  $n$  – количество экспертов. При этом эксперт в соответствии с ГОСТ 23554.2–81 оценивает каждый частный критерий по десятибалльной системе. Наиболее важному, по мнению эксперта, частному критерию ставится оценка десять баллов. Коэффициент весомости каждого последующего по важности частного критерия эксперт определяет как долю весомости первого частного критерия, используя ряд значений от нуля до десяти баллов с точностью 0,5 балла.

Результаты экспертного опроса являются исходными данными расчета весовых коэффициентов важности. Индивидуальные балльные оценки частных критериев оптимальности каждого эксперта обычно нормируются. В результате нормирования сумма коэффициентов важности частных критериев приводится к 100 %, т.е.  $P_j = \sum_{i=1}^{m_0} d_{ij} = 100 \% (j = \overline{1, n})$ .

Вычисление вектора  $\vec{d} = (d_1, d_2, \dots, d_{m_0})$  (коэффициентов важности) для матрицы  $D$  проводится по рекуррентным формулам

$$\vec{d}_k = DD^T \frac{\vec{d}_{k-1}}{C_k}, \quad (1)$$

$$\vec{q}_k = D^T D \frac{\vec{q}_{k-1}}{C_k}, \quad (2)$$

где  $C_k = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m d_{ij} \left( \sum_{l=1}^n d_{il} q_l \right)$ ;  $D^T$  – матрица, транспонированная по отношению к матрице  $D$ ;  $\vec{q} = (q_1, q_2, \dots, q_n)$  – вектор коэффициентов компетентности экспертов.

На первом шаге итерации ( $k = 1$ ) предполагается, что коэффициенты компетентности всех экспертов равны  $\frac{1}{n}$ , т.е.  $\vec{q}_0 = \left( \frac{1}{n}, \frac{1}{n}, \dots, \frac{1}{n} \right)$ , а компоненты вектора  $\vec{d}_0 = (d_1^0, d_2^0, \dots, d_{m_0}^0)$  определяются по формулам

$$d_1^0 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n d_{ij}, \quad (i = \overline{1, m_0}).$$

На каждом последующем шаге ( $k = 2, 3 \dots$ ) векторы  $\bar{d}$  и  $\bar{q}$  определяются в соответствии с (1), (2). Условием окончания данного итерационного процесса расчета векторов коэффициентов важности частных критериев оптимальности является одновременное выполнение неравенств

$$\sum_{j=1}^n (q_j^k - q_j^{k+1})^2 \leq \varepsilon_q, \quad \sum_{i=1}^n (d_i^k - d_i^{k+1})^2 \leq \varepsilon_d,$$

где  $\varepsilon_q, \varepsilon_d$  – погрешности суммы квадратов отклонений компонент векторов  $k$  и  $k + 1$  итераций.

Расчетные значения весовых коэффициентов важности частных критериев оптимальности (компоненты вектора  $\bar{d}$ ), которые показывают значимость критериев (параметров) среди остальных рассматриваемых, в дальнейшем применяются для построения обобщенного показателя эффективности анализируемой конструктивной схемы в сравнении с подобными конструкциями промышленных изделий, например с помощью метода парных сравнений, изложенного в [2].

Рассмотренный метод оценки разрабатываемой конструкции применялся в течение ряда лет при проектировании различных типов транспортных машин и доказал на практике свою эффективность.

В качестве примера данная методика была использована в проведении сравнительного анализа двух типов двигателей внутреннего сгорания и выбора наиболее оптимального для мотоциклов семейства Иж [3].

На начальном этапе было обосновано десять наиболее важных параметров (частных критериев), которые характеризуют совершенство конструкции мотоциклетного двигателя (таблица). Считалось, что каждый из десяти показателей для двухтактного двигателя равен 1. Значения этих показателей для четырехтактного обосновывались в относительных величинах от двухтактного на основе проведенного экспертного анализа. Например, для двухтактного двигателя расход топлива равен 1, а для четырехтактного 0,8. Это означает, что четырехтактный двигатель экономичнее с точки зрения расхода топлива на 20 %. Обработка результатов экспертного опроса позволила определить весовые коэффициенты важности рассматриваемых параметров двигателей.

Сравнение основных типов двигателей

Сравниваемые параметры, $x_i (i = \overline{1,10})$	Коэффициент важности, $d_i$	Двухтактный двигатель	Четырехтактный двигатель
Расход топлива	0,29	1	0,8
Расход масла	0,06	1	0,5
Токсичность: СО	0,04	1	2–4

Сравниваемые параметры, $x_i (i = \overline{1, 10})$	Коэффициент важности, $d_i$	Двухтактный двигатель	Четырехтактный двигатель
СН	0,05	1	0,2–0,5
NO <sub>x</sub>	0,03	1	2
Дымность выхлопа	0,08	1	0,2–0,3
Мощность двигателя	0,00	1	1
Долговечность работы	0,22	1	1,25
Удельная металлоемкость	0,10	1	1,15
Трудоемкость изготовления	0,13	1	1,2–1,3

В методе парных сравнений значения сравниваемых параметров из таблицы сводят в матрицу

$$X = \begin{pmatrix} 0,8 & 0,5 & 3 & 0,35 & 2 & 0,25 & 1 & 1,25 & 1,15 & 1,25 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}.$$

Далее матрицу  $X$  преобразуют в матрицу  $Y$ , элементы столбцов которой рассчитывают по формуле  $y_i = \frac{1}{x_i}$  ( $i$  – порядковый номер столбца), если сравниваемый параметр желательно иметь как можно меньше. В противном случае  $y_i = x_i$ . В рассматриваемой задаче единственный параметр, который желательно максимизировать, – долговечность работы двигателя. Следовательно, матрица  $Y$  будет иметь вид

$$Y = \begin{pmatrix} 1,25 & 2 & 0,33 & 2,85 & 0,5 & 4 & 1 & 1,25 & 0,87 & 0,8 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}.$$

Нормирование элементов столбцов матрицы  $Y$  по формуле  $a_i = \frac{y_{\max i} - y_i}{y_{\max i}}$ ,

а результаты нормирования записываются в матрицу  $A$ :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,67 & 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0,13 & 0,2 \\ 0,2 & 0,5 & 0 & 0,65 & 0 & 0,75 & 0 & 0,2 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

По значениям коэффициентов важности сравниваемых параметров  $d_i$ , представляемым в таблице, и элементам матрицы  $A$  рассчитывается обобщенный показатель эффективности для каждого из рассматриваемых двигателей по формуле  $Q = \sum_{i=1}^{10} a_i d_i$ . Чем меньше расчетное значение  $Q$ , тем лучше двигатель. В соответствии с расчетными данными значения обобщенного показателя эффективности для двухтактного и четырехтактного двигателей соответ-

венно равны:  $Q_{2-x} = 0,18$  и  $Q_{4-x} = 0,081$ . Следовательно, конкурентоспособность мотоциклов семейства Иж будет выше, если они будут оборудоваться четырехтактными двигателями.

Для улучшения качества автомобиля одной из применяемых мер является разработка рациональной компоновочной схемы, в которой заложены высокие массогабаритные показатели и оптимальное распределение массы. От них существенно зависит большинство важных эксплуатационных свойств автомобиля. Но прежде чем начинать компоновку, требуется знать базовые параметры автомобиля, которые в зависимости от его назначения и условий эксплуатации могут существенно отличаться. Для анализа эксплуатационных свойств проектируемого автомобиля предлагается применить рассмотренный метод.

В качестве частных критериев оптимальности берутся эксплуатационные свойства автомобиля: тягово-скоростные, тормозные, топливная экономичность, управляемость, устойчивость, поворачиваемость, маневренность, плавность хода, экологичность и др. Список может содержать разное их количество в зависимости от типа и назначения автомобиля. Обработка данных экспертного анализа позволит ранжировать их по степени важности, тем самым будут намечены общие исходные данные и ограничения проектирования нового транспортного средства, такие как максимальная скорость, расход топлива, габаритные размеры и др.

В дальнейшем проводится оптимизация этих частных критериев с учетом коэффициентов весомости. В итоге появятся конкретные численные данные для наиболее рациональной компоновки автомобиля.

### **Список литературы**

1. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Скуба Д.В. Оценка конкурентоспособности промышленного изделия на этапе художественного конструирования / Информационные технологии в инновационных проектах: тр. IV Международ. науч.-техн. конф.: в 4 ч. – Ижевск, 2003. – Ч. 4. – С. 32–33.
2. Кац Г.В., Ковалев А.П. Техничко-экономический анализ и оптимизация конструкций машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 214 с.
3. Умняшкин В.А., Юдин А.Н. Развитие конструкций мотоциклетных двухтактных двигателей // Повышение топливной экономичности и долговечности автомобильных двигателей: межвуз. сб. науч. тр. – М.: Изд-во МАМИ, 1983. – С. 168–172.

# СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ 740.62-280 ПРИ РАБОТЕ НА НЕФТЯНОМ ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ И НА БИОДИЗЕЛЕ

Ю.А. Ширинкина

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

*Разработки ученых не всегда находят практическое применение. Так, у нас в России непонятным образом обходят вниманием уже давно известное экологическое топливо на растительной основе – метиловый эфир жирных кислот, или биодизель. Быть может, причина этого – нехватка информации о выходных параметрах двигателя при работе на этом виде топлива. Именно этот вопрос рассмотрен в статье.*

**Ключевые слова:** модернизация, дизельное топливо, биодизель, двигатель, экологичность, эффективные показатели работы двигателя.

Современные традиционные автомобильные топлива производятся из нефти. Как известно, нефть является невозобновляемым ресурсом. По некоторым данным, запасов нефти как из разведанных, так и из неразведанных месторождений хватит примерно на 50 лет, поэтому первой задачей современных научных разработок должен являться поиск иного сырья для производства топлива. Причем особо важно, чтобы это сырье было возобновляемым.

Доля загрязнения выхлопными газами от автомобильного транспорта составляет 5 % от всего загрязнения окружающей среды. Казалось бы, это не так много, но у этого вида загрязнения есть несколько особенностей. Во-первых, численность автомобильного парка ежегодно увеличивается. Следовательно, будут увеличиваться и загрязнения. Во-вторых, автомобили эксплуатируются в основном в местах большого скопления людей, т.е. в городах. В-третьих, источник выброса размещен на уровне органов дыхания человека. Стало быть, вторая задача современных научных разработок – двигаться в направлении снижения вредного воздействия на окружающую среду и человека.

Для решения вышепоставленных задач необходимо найти наиболее экономически эффективный способ. К примеру, идея с электромобилями уже вошла в нашу реальную жизнь. Но что же делать с великим множеством автомобилей, имеющих в качестве «сердца» двигатель внутреннего сгорания? Они также продолжают широко эксплуатироваться, и как минимум еще лет 10 будут служить своим хозяевам. Невозможно резко, за один год, полностью вывести их из эксплуатации и пересадить людей на электромобили. Это будет

слишком дорого. Зачем тратить ресурсы на создание абсолютно нового, если можно, для начала, модернизировать уже существующее?

В качестве одного из вариантов решения этих проблем можно рассмотреть биодизель. На данный момент в России не существует никакого стандарта на биодизель. Лишь в ГОСТ Р 52368–2005 есть упоминание о метиловых эфирах жирных кислот: одно из требований к дизельному топливу – содержание метилового эфира жирных кислот не более 5 % (по объему), и ссылка на европейский стандарт. Но это ведь значит, что в составе дизельного топлива и вовсе может не быть биодизеля, а скорее всего его там и нет. Европейские же страны, а также ряд азиатских и американских стран на законодательном уровне уже внедрили использование биодизеля. Так, в большинстве стран с «биодизельной программой» содержание метилового эфира жирных кислот в традиционном топливе должно составлять 5–7 %, а в перспективе еще больше. Так, например, в Бразилии к 2020 г. на четыре части нефтяного топлива должна приходиться одна часть биодизеля [1].

Для объективной оценки топлив различного происхождения необходимо произвести некоторый математический расчет. Для расчета возьмем дизельное топливо, где массовые доли элементов в одном килограмме составляют: углерод – 0,87 кг, водород – 0,126 кг, кислород – 0,004 кг, а низшая теплота сгорания  $H_u = 42,5$  МДж/кг; и биодизель на основе рапсового масла:  $C = 0,775$  кг,  $H = 0,116$  кг,  $O = 0,109$  кг,  $H_u = 38$  МДж/кг [2].

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива для жидких топлив определяется по формуле [3, с. 48]

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right).$$

В соответствии с этой формулой для сгорания 1 кг дизельного топлива необходимо 14,45 кг воздуха. В свою очередь, биодизелю необходимо лишь 12,55 кг. Это связано с тем, что массовая доля кислорода в биодизеле в 27 раз больше, чем в нефтяном топливе. Следовательно, то, что топливо на растительной основе использует меньше такого ресурса, как кислород, можно отнести к достоинствам.

При расчете количества отдельных компонентов продуктов сгорания остановимся только на оксиде углерода [3, с. 50]

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}.$$

Для традиционного топлива эта величина будет составлять 0,0725 кмоль  $CO_2$  на 1 кг топлива, а у метилового эфира жирных кислот 0,0646 кмоль  $CO_2$  на 1 кг топлива. Разница составляет менее одной сотой, но с учетом гигантских размеров потребления топлива по всему миру эта цифра будет стремительно расти и уже не покажется такой незначительной. И не

стоит забывать, что оксид углерода является парниковым газом, его вклад в воздействие на тепловой баланс нашей планеты составляет почти 25 %.

Для расчета основных показателей двигателя выбираем двигатель КамАЗ 740.62-280. Эта модель двигателя имеет турбонаддув и промежуточное охлаждение наддувочного воздуха, степень сжатия  $\epsilon = 16,8$ , максимальная эффективная мощность  $N_e = 206$  кВт при частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n = 1900$  об/мин [4]. Расчет производился при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,5$ .

Первый параметр сравнения – эффективный КПД [3, с. 94]

$$\eta_e = \eta_{и} \eta_{м},$$

где  $\eta_{и}$  – индикаторный КПД;  $\eta_{м}$  – механический КПД.

Для дизельного топлива  $\eta_e = 0,5977$ , а для метилового эфира жирных кислот  $\eta_e = 0,6157$ .

Второй параметр сравнения – эффективная мощность [3, с. 96]

$$N_e = \frac{p_e V_d n}{30\tau},$$

где  $p_e$  – среднее эффективное давление, МПа;  $V_d$  – литраж двигателя, л;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;  $\tau$  – тактность двигателя.

Двигатель при работе на традиционном топливе развивает эффективную мощность до 206 кВт, а при работе на биодизеле – до 220 кВт.

Эффективный крутящий момент [3, с. 96]

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}.$$

При работе на растительном топливе этот параметр также больше и составляет 1100 Н·м против 1036 Н·м. Такое явное преимущество биодизеля связано с тем, что рабочий цикл реализуется при большем давлении.

#### Расчетные параметры сравнения

Параметры сравнения	Нефтяное дизельное топливо	Растительное дизельное топливо
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг	14,45	12,55
Количество оксида углерода, кмоль CO <sub>2</sub> /кг топлива	0,0725	0,0646
Эффективный КПД	0,5977	0,6157
Эффективная мощность, кВт	206	220
Эффективный крутящий момент, Н·м	1036	1100
Эффективный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	142	154

Эффективный удельный расход топлива [3, с. 95]

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_{и}}$$

По этому параметру биодизель проигрывает традиционному топливу: 154 г/(кВт·ч) против 142 г/(кВт·ч). Как видно из формулы, это связано с тем, что низшая теплота сгорания метилового эфира меньше.

Все расчетные параметры сравнения сведены в таблицу.

Как видно из приведенных расчетов, дизельное топливо на растительной основе не только не уступает привычному нефтяному, но и выигрывает в плане экологичности, а также эффективности.

Также следует отметить, что Россия обладает достаточным количеством площадей для выращивания и переработки сырья. А такой недостаток биодизеля, как большее значение цетанового числа и, как следствие, ограничение его использования в холодных широтах, представляет повод для дальнейших размышлений.

### Список литературы

1. Национальная биотопливная ассоциация. Биодизель: мировой опыт. – URL: [http://www.bioethanol.ru/biodiesel/world\\_bd](http://www.bioethanol.ru/biodiesel/world_bd) (дата обращения: 21.02.2012).
2. Научно-техническая библиотека. Биодизель. Физико-химические показатели и эколого-экономические характеристики работы дизельного двигателя: альтернативные бинарные топливные смеси на основе рапсового масла и дизельного топлива. – URL: <http://www.sciteclibrary.ru/textsts/rus/stat/st614-3.htm> (дата обращения: 18.02.2012).
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
4. КАМАЗ. Продукция: автомобили и шасси. Бортовые автомобили. КАМАЗ-65117 (6×4): технические характеристики. – URL: <http://www.kamaz.ru/ru/vehicle/cars/side/65117> (дата обращения: 18.02.2012).



# МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**А.П. Вшивцев**

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

*Рассматривается классификация динамометрических стендов для определения мощностных характеристик, их принцип действия и конструктивные особенности. На основе требований, предъявляемых к стендам для эксплуатационной диагностики, делается вывод о целесообразности использования стенда барабанного типа с инерционным нагрузжателем.*

**Ключевые слова:** *мощностные характеристики, динамометрический стенд, нагружающее устройство, тормозной метод, бестормозной метод, парциальный метод.*

Современный мир невозможно представить без автомобилей, они прочно вошли в нашу жизнь, их количество неуклонно растет. При этом конструкторы постоянно работают над совершенствованием автомобиля, делая его быстрее, мощнее, экономичнее, безопаснее. Особое значение в настоящее время придается экологическим параметрам.

Говоря об экономичности, мощностных и экологических параметрах автомобиля, следует отметить, что большое влияние на них оказывает общее состояние силовой установки автомобиля (ее исправность). Под силовой установкой здесь и далее подразумевается двигатель внутреннего сгорания (ДВС).

Мощность, экономичность и количество выбросов вредных веществ конкретным двигателем зависят от условий протекания рабочих циклов в цилиндрах ДВС. Изменение любого из вышеприведенных параметров косвенно свидетельствует об изменении остальных. Для утверждения о неисправности двигателя достаточно одного параметра, выходящего за рамки, определенные заводом-изготовителем или действующим законодательством. В то же время говорить об исправности двигателя можно только в случае, когда все важнейшие параметры находятся в допустимых пределах.

В качестве диагностического параметра часто используют мощностные характеристики ДВС. Они дают общее представление о работе всех систем и механизмов двигателя, в особенности систем питания, зажигания и управления.

Под мощностными характеристиками (рис. 1) понимается эффективная мощность  $N_e$ , эффективный крутящий момент  $M_e$ , их скоростные и нагрузочные зависимости.

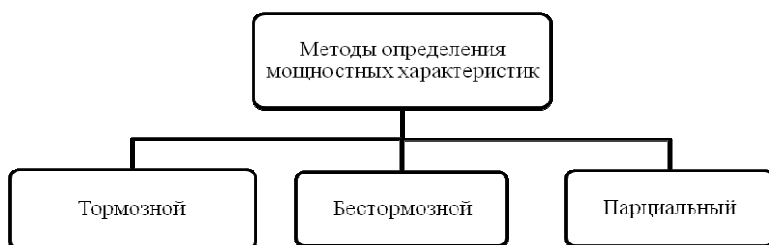


Рис. 1. Классификация методов определения мощностных характеристик

**Тормозной метод (нагружение внешним моментом сопротивления).**

Для нагружения внешним моментом сопротивления используются динамометрические стенды различной конструкции. Любой динамометрический стенд включает в себя устройство нагружения, динамометр, устройства регистрации показателей, а также обслуживающие системы (система охлаждения, электропитания и т.п.).

Нагружающие устройства поглощают механическую энергию, выделяемую двигателем при стендовых испытаниях, одновременно с помощью динамометра измеряется крутящий момент, развиваемый двигателем.

Динамометрические стенды следует разделить на два основных типа в зависимости от кинематической связи нагружающего устройства с ДВС (рис. 2):

*Моторный* – крутящий момент с маховика ДВС передается непосредственно на тормозное устройство стенда.

*Колесный* – крутящий момент, развиваемый ДВС, передается через трансмиссию автомобиля либо непосредственно на нагружающие модули (роторный стенд), либо на колеса и затем на нагружающие устройства (барабанный стенд).

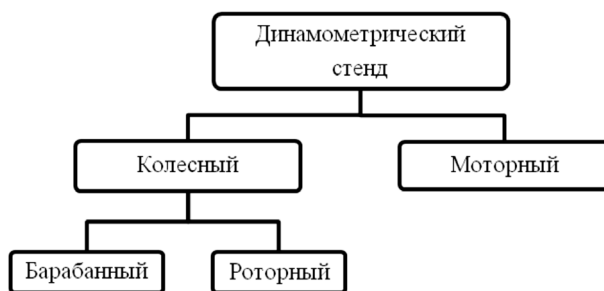


Рис. 2. Классификация динамометрических стендов в зависимости от кинематической связи нагружающего устройства с ДВС

Нагружающие устройства (НУ) динамометрических стендов можно классифицировать по виду энергии, в которую преобразуется механическая энергия ДВС при нагружении (рис. 3).



Рис. 3. Классификация нагружающих устройств

*Электрические нагружающие устройства* представляют собой электрические машины постоянного или переменного тока, преобразующие механическую энергию испытываемого двигателя в электрическую. По причине своей обратимости они получили наибольшее распространение по сравнению с другими типами тормозных устройств. Электрические НУ постоянного тока применяются главным образом при испытаниях и доводке новых и серийных двигателей. В технической эксплуатации двигателей более широкое распространение получили электрические НУ переменного тока, известные как обкаточно-тормозные стенды. Они более просты по конструкции, дешевле, но вместе с тем имеют ограниченные технические возможности для проведения полномасштабных испытаний двигателей.

Среди электрических НУ следует выделить нагрузатели индуктивного типа. Мощность тестируемого двигателя расходуется в этих НУ на образование вихревых токов, возникающих в магнитопроводе при его периодическом намагничивании и размагничивании. Вихревые токи нагревают тормоз пропорционально поглощаемой мощности двигателя, отвод тепла обеспечивается посредством системы охлаждения.

*Механические нагружающие устройства* – это дисковые, барабанные, ленточные тормоза с различными видами привода. Являются наиболее простыми устройствами нагружения и при наличии соответствующей системы охлаждения могут работать длительное время под нагрузкой. Им присущи простота конструкции, малые габариты и вес, возможность получения различных законов нагружения. К механическим НУ следует также отнести инерционные НУ, представляющие собой маховую массу и создающие нагрузку, пропорциональную угловому ускорению коленчатого вала.

Принципиальная схема роторного динамометрического стенда с НУ механического типа представлена на рис. 4.

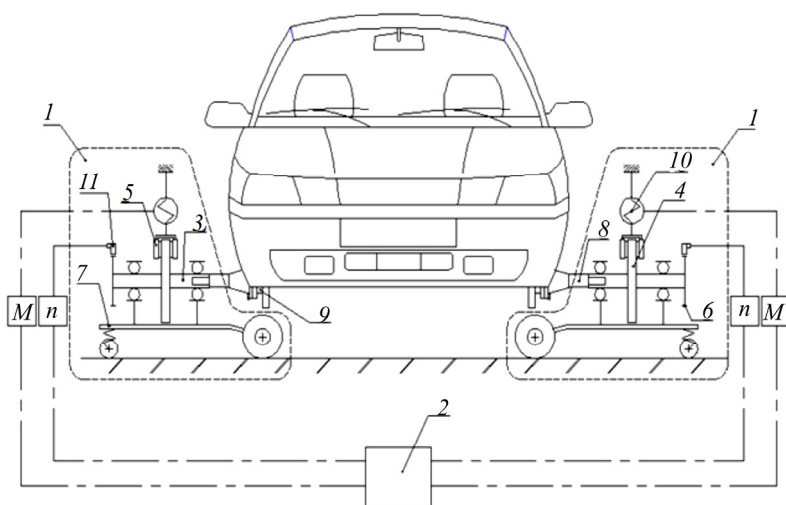


Рис. 4. Роторный динамометрический стенд с нагружающими устройствами механического типа

Стенд [5] (рис. 4) содержит два автономных нагружающих модуля 1. Каждый нагружающий модуль 1 содержит ведомый вал 3 с установленным на нем диском нагружателя 4, тормозной суппорт с колодками 5, зубчатый венец 6 датчика частоты вращения. Ведомый вал 3 вращается в двух подшипниковых опорах, установленных непосредственно на раму 7 нагружающего модуля 1. При помощи вала-адаптера 8 ступица колеса 9 соединена с ведомым валом 3. Крутящий момент измеряется при помощи тензодатчика 10. Частота вращения регистрируется при помощи индуктивного датчика 11.

Колесная мощность определяется по формуле

$$N_k = M_1\omega_1 + M_2\omega_2, \quad (1)$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – моменты сопротивления, измеряемые тензодатчиками каждого нагружающего модуля;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – частоты вращения валов нагружающих модулей.

При этом мощность двигателя

$$N_d = \frac{N_k}{\eta}, \quad (2)$$

где  $\eta$  – КПД трансмиссии.

Момент сопротивления определяется давлением рабочей жидкости в приводе тормозного механизма и контролируется посредством блока управления 2.

Таким образом, значение снимаемой мощности отличается от номинальной мощности двигателя на величину потерь в трансмиссии. Колесная мощ-

ность – это та мощность, которая реально используется для движения, ее величина определяет скоростные и динамические свойства автомобиля.

*Гидравлические нагружающие устройства* (гидродинамические и объемные). Гидродинамические НУ работают следующим образом [4]: через гидротормоз протекает вода, при вращении ротора вследствие гидродинамического сопротивления воды создается тормозной момент, равный моменту, развиваемому двигателем. Энергия, полученная при вращении ротора, передается статору, на котором также создается момент, равный моменту двигателя. От проворачивания статор удерживается динамометром. Изменение тормозного момента осуществляется за счет изменения активной площади взаимодействия ротора с водой.

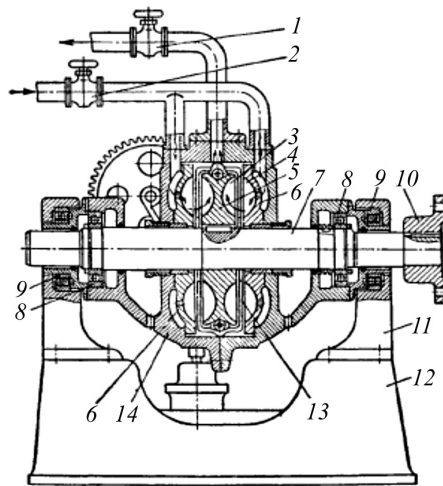


Рис. 5. Гидравлический тормоз лопастного типа: 1 и 2 – вентили; 3 – лопатки ротора; 4 – лопатки диска статора; 5 – ротор; 6 – диск статора; 7 – вал ротора; 8 – подшипник ротора; 9 – подшипник статора; 10 – соединительная муфта; 11 – опора статора; 12 – станина; 13 – заслонки-шиберы; 14 – статор

В зависимости от степени заполнения водой используются гидротормозы полного или частичного заполнения. В тормозах полного заполнения площадь ротора изменяется перемещением заслонок-шиберов, установленных между ротором и статором, а в тормозах частичного заполнения – изменением количества подаваемой в гидротормоз воды.

Ротор и статор гидротормозов по конструктивному исполнению могут быть лопастными, дисковыми или штифтовыми. Пример гидродинамического тормозного устройства приведен на рис. 5.

Нагружающие устройства объемного типа состоят из объемного гидронасоса и устройства регулирования давления (момента сопротивления). Такие устройства имеют два основных преимущества над остальными: 1) большая удельная мощность; 2) наилучшее быстродействие, что особенно важно для

динамических испытаний. Принципиальная схема динамометрического стенда с гидравлическим нагружающим устройством объемного типа изображена на рис. 6. Принцип действия следующий: аксиально-поршневой гидронасос, имеющий привод от ступицы ведущего колеса автомобиля, создает поток рабочей жидкости, при помощи пропорционального дросселя создается сопротивление потоку жидкости, тем самым нагружая двигатель автомобиля. Изменение проходного сечения дросселя позволяет изменять загрузку двигателя.

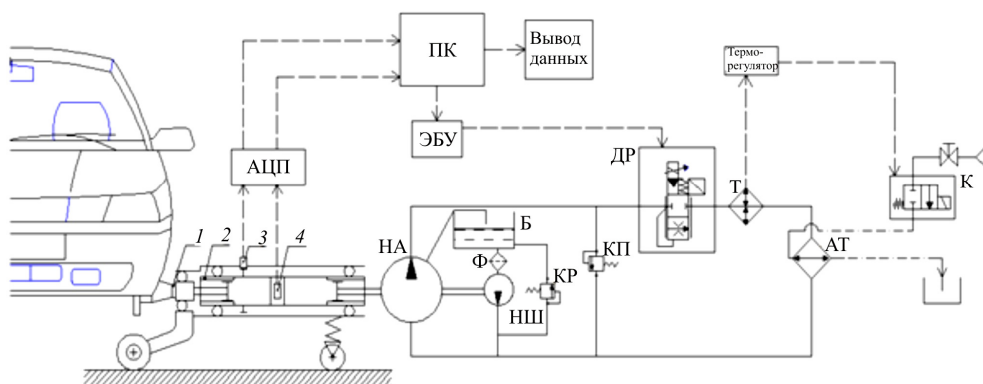


Рис. 6. Принципиальная схема стенда для измерения «колесной» мощности с гидравлическим тормозным устройством объемного типа: 1 – вал адаптера; 2 – шлицевая муфта; 3 – датчик измерения частоты вращения; 4 – датчик измерения крутящего момента; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ЭБУ – электронный блок управления; ПК – персональный компьютер; ДР – дроссель с пропорциональным управлением; НА – аксиально-поршневой гидронасос; НШ – шестеренный насос (подпитки); Ф – фильтр; Б – бак; КП – клапан предохранительный; КР – клапан редуцирующий; Т – термометр; АТ – аппарат теплообменный; К – клапан подачи воды

В большинстве нагружающих устройств (исключение составляет НУ переменного тока) механическая энергия ДВС превращается в тепловую и рассеивается в атмосферу. В НУ переменного тока механическая энергия ДВС превращается в электрическую энергию и может поступать в электрическую сеть.

**Бестормозной метод.** В практике диагностирования наибольшее распространение получили два метода бестормозных испытаний двигателя: метод профессора Н.С. Ждановского и испытания электронными приборами ИМД-2М, ИМД-Ц, ИМД-12.

*Метод Н.С. Ждановского* [1]. Наиболее простой вариант из бестормозных методов проверки мощности основан на использовании механических потерь в выключенных цилиндрах в качестве нагрузки для работающих цилиндров. Мощность работающих цилиндров в случае их перегрузки определяют по частоте вращения коленчатого вала. Этот метод применяют для опре-

деления мощностных показателей четырехцилиндровых двигателей. Мощность определяют по формуле

$$N_e = N_{ен} - K(n_n' - n_{ср}'), \quad (3)$$

где  $N_{ен}$  – номинальная мощность двигателя;  $n_n'$  – номинальная частота вращения коленчатого вала при работе на одном цилиндре;  $K$  – коэффициент пропорциональности;  $n_{ср}'$  – средняя частота вращения коленчатого вала при работе на отдельных цилиндрах.

Значения  $n_n'$  и  $K$  для каждой марки двигателя определяют экспериментально.

*Определение мощности ДВС на основе углового ускорения коленчатого вала* [3]. В.А. Замановским, В.М. Лифшицем и другими был предложен метод бестормозного определения мощности двигателя в неустановившихся переходных режимах при загрузке проверяемых цилиндров за счет механических потерь самого двигателя. Этот метод основан на измерении углового ускорения коленчатого вала в режиме свободного разгона, получаемого путем резкого увеличения частоты вращения на холостом ходу от минимально устойчивой до максимальной. Чем больше мощность, тем быстрее увеличивается угловая скорость коленчатого вала. В связи с тем, что мощность необходимо замерять на номинальной частоте вращения коленчатого вала, ускорение замеряется в момент достижения этой частоты. Ускорение маховика двигателя и приведенных к нему других вращающихся и поступательно движущихся частей определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{M}{J}, \quad (4)$$

где  $M$  – эффективный крутящий момент двигателя;  $J$  – момент инерции вращающихся частей двигателя.

Известно, что

$$M = \frac{N}{\omega}, \quad (5)$$

где  $N$  – эффективная мощность двигателя;  $\omega$  – скорость вращения коленчатого вала. Отсюда

$$N = \varepsilon J \omega. \quad (6)$$

Эффективную мощность определяют с помощью приборов ИМД-2М, ИМД-Ц, ИМД-12.

**Парциальный метод.** Парциальный метод [1] позволяет производить определение мощностных характеристик двигателя на нагружающих стендах малой мощности, которые не могут полностью загрузить испытываемый двигатель. Его сущность заключается в сочетании бестормозного и тормозного

методов испытаний, что достигается выключением части цилиндров и догрузкой работающих цилиндров тормозным стендом на необходимую величину. При поочередном торможении двигателя с половиной работающих цилиндров потребная тормозная мощность составляет ~30 % максимальной мощности двигателя. При прокрутке двигателя с номинальной частотой доля механических потерь составляет ~40 % номинальной мощности двигателя.

При определении мощностных характеристик парциальным методом с половиной работающих цилиндров мощность двигателя определяется из выражения

$$N_e = N_T^1 + N_T^2 + N_m, \quad (7)$$

где  $N_T^1$  и  $N_T^2$  – мощность, поглощаемая нагружающим устройством для соответствующей половины работающих цилиндров;  $N_m$  – мощность механических потерь.

Парциальный метод обладает более высокой точностью в сравнении с бестормозными методами, погрешность находится в пределах 4 %.

Подводя итог вышесказанному, нужно отметить, что большое количество разнообразных средств и методов определения мощностных характеристик силовых установок обусловлено разнообразием решаемых задач. Однако не все они могут одинаково успешно применяться при эксплуатационной диагностике автомобиля. Основными критериями выбора оптимального варианта будут:

- быстрота проведения диагностики;
- неизменные от опыта к опыту условия экспериментов;
- минимум монтажных работ;
- минимальные затраты энергии (в том числе моторного топлива) во время диагностирования;
- минимальные эксплуатационные затраты;
- возможность обслуживания одним оператором.

Наиболее полно этим требованиям удовлетворяет барабанный стенд, имеющий нагрузатель инерционного типа. Имея постоянный закон нагружения, зависящий только от момента инерции барабанов, данный тип стендов обеспечивает одинаковые условия экспериментов, тем самым позволяя напрямую сравнивать данные, полученные до и после ремонта силовой установки автомобиля, и давать количественную оценку эффективности проведенного ремонта. Данный стенд является наиболее простым по конструкции и дешевым в эксплуатации.

### Список литературы

1. Бельских В.И. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов. – М.: Колос, 1973. – 495 с.



2. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность авто-тракторных двигателей. – 2-е изд. – Л.: Колос, 1981. – 295 с.
3. Петров И.В. Диагностирование дорожно-строительных машин. – М.: Транспорт, 1980. – 144 с.
4. Испытания автомобильных двигателей: метод. указания / сост. С.М. Гергенов. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2001. – 64 с.
5. Пат. 97195 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> G01M 17/00 (2006.01). Стенд для динамических испытаний силовых установок транспортных средств / Дубровский А.Ф., Вшивцев А.П.; заявитель и патентообладатель Южно-Урал. гос. ун-т. – № 2010114552/11; заявл. 12.04.2010; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24.

# ЭНЕРГОПОГЛОЩАЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ В КОНСТРУКЦИИ ЛОНЖЕРОНОВ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.Н. Никитин, А.Ш. Хусаинов

Ульяновский государственный технический университет, Россия

*Путем математического моделирования выполнен сравнительный анализ эффективности поглощения крашбоксом энергии удара автомобиля о жесткое препятствие. При моделировании использованы конструкции крашбоксов современных импортных автомобилей.*

**Ключевые слова:** автомобиль, пассивная безопасность, лонжерон, крашбокс, энергопоглощающий элемент.

Рост количества автомобильного транспорта по всему миру приводит к увеличению числа дорожно-транспортных происшествий. Вследствие этого автопроизводители разрабатывают конструкции, снижающие травматизм и сохраняющие жизни участникам дорожного движения, предотвращающие попадание транспортного средства (ТС) в аварийную ситуацию. Эти конструкции относят к системам безопасности автомобиля.

Одним из средств обеспечения безопасности автомобиля является крашбокс (*crash-box*), поглощающий кинетическую энергию движения при столкновении машины с препятствием (столбом, деревом, ограждением и т.п.) или с другим ТС в потенциальную энергию деформации конструкции самой детали.

Крашбокс позволяет увеличить длительность столкновения, тем самым сократить инерционные нагрузки, которые действуют на организм человека во время ДТП и неблагоприятно воздействуют на здоровье водителя и пассажиров ТС.

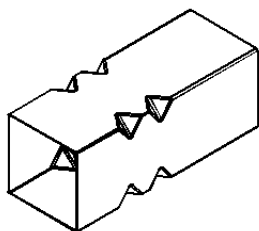


Рис. 1. Крашбокс Audi R8

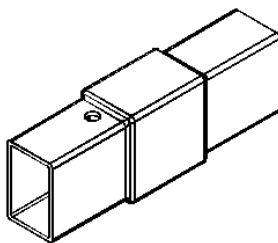


Рис. 2. Крашбокс Volkswagen Golf

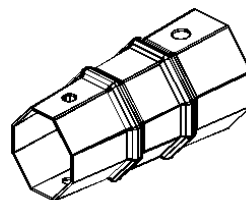


Рис. 3. Крашбокс Volvo S40

Крашбокс обычно представляет собой «короб», разделенный на участки пониженной и повышенной жесткости, что способствует его программиро-

ванному деформированию. Профиль поперечного сечения чаще всего имеет прямоугольную форму, но также встречаются детали с круглым и восьмиугольным сечением.

Деление на зоны различной жесткости производят путем сверления, гофрирования, изменения сечения профиля (пирамидальность). С одной стороны крашбокс крепится болтами к лонжерону автомобиля с помощью фланца, а с другой стороны устанавливается поперечная балка бампера, вместе они составляют единую ударопоглощающую систему, увеличивающую уровень пассивной безопасности автомобиля. Конструкцию крашбокса получают методом литья под давлением (алюминиевые) или штампованием (стальные), с последующей сваркой.

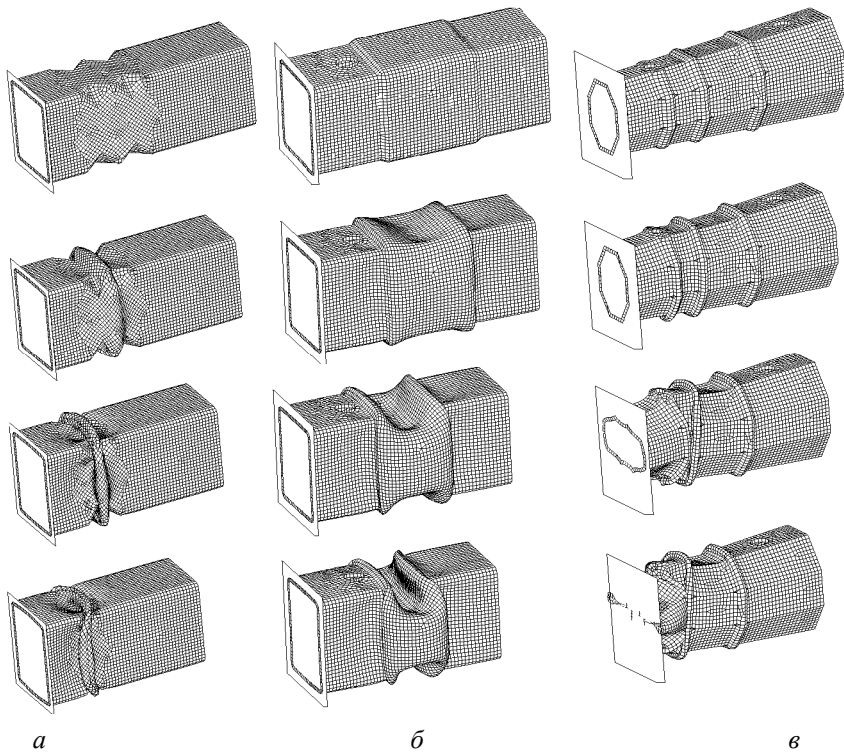


Рис. 4. Деформация крашбокса на 1–4-й мс (сверху вниз): *а* – Audi R8; *б* – VW Golf; *в* – Volvo S40

Рассмотрим некоторые конструкции крашбоксов современных автомобилей (рис. 1–3). Крашбокс Audi R8 представляет собой короб, у которого по четырем ребрам выполнены по два залома для «программированной» деформации элемента. Энергопоглощающий элемент Volkswagen Golf – прямоугольный параллелепипед с увеличенной средней частью. Конструкция крашбокса Volvo S40 – восьмиугольная призма с двумя зонами программированной деформации.

Математическое моделирование деформации этих трех крашбоксов показало следующие результаты: все 3D-модели деталей имели одинаковую толщину стенки, одинаковые габариты, одинаковые свойства материала крашбоксов. Условия краштеста также одинаковы: скорость удара 56 км/ч, прикрепленная масса эквивалентна массе среднего легкового автомобиля.

Как видно на рис. 4, энергопоглощающий элемент Audi наиболее равномерно деформируется, не теряет устойчивости и формы. Модель крашбокса Volvo теряет устойчивость, и происходит хаотическое деформирование элемента. Модель VW имеет средние показатели.

Таким образом, сравнение трех конструкций крашбоксов показало высокую эффективность заломов (Audi): крашбокс имеет высокий предел устойчивости к продольным нагрузкам, не теряет устойчивости при деформации и при этом поглощает большое количество кинетической энергии.

# К ВОПРОСУ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ ШИН В КОНТАКТЕ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Е.В. Свиридов, Р.Ю. Фёдоров

Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Россия

*Описываются закономерности перераспределения тормозных сил по колесам и осям полноприводного автомобиля с учетом влияния проскальзывания колес в контакте с опорной поверхностью.*

**Ключевые слова:** полноприводный автомобиль, трансмиссия, тормозные силы, проскальзывание колес, сцепление.

Частичное проскальзывание колес во время торможения при достаточно больших значениях касательных реакций может существенно изменять характер зависимости радиуса качения колеса  $r_k$  от момента касательной реакции на колесе  $M_x$  и влиять на процесс торможения автомобиля при значениях касательных реакций больше половины предельно возможных по сцеплению с опорной поверхностью (ОП).

Для выявления качественных общих закономерностей был проведен анализ процесса торможения автомобиля при аппроксимации зависимостей  $r_k = f(M_x)$  простейшими кусочно-линейными функциями (рис. 1).

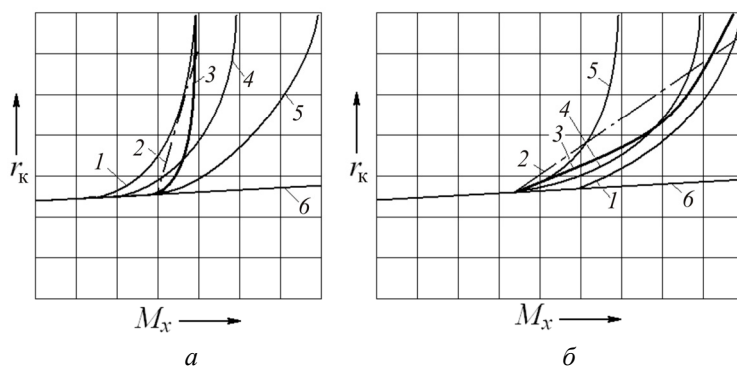


Рис. 1. Характер зависимости  $r_k = f(M_x)$  с учетом частичного проскальзывания шин: *а* – вертикальная нагрузка на ось при торможении уменьшается; *б* – вертикальная нагрузка на ось при торможении увеличивается; 1, 4, 5 – при постоянных вертикальных нагрузках; 2 – простейшая аппроксимация для качественного анализа; 3 – при изменении вертикальной нагрузки; 6 – линейная

Начало проскальзывания колес какой-либо оси автомобиля определяется условием

$$M_{x,i} = 0,5\varphi F_{z,i} r_{k,oi}, \quad (1)$$

где  $M_{x,i}$  – момент, создаваемый касательной реакцией в контакте колеса с ОП, Н·м;  $i$  – порядковый номер оси при отсчете от передней;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с ОП;  $F_{z,i}$  – вертикальная нагрузка на  $i$ -ю ось, Н;  $r_{k,oi}$  – радиус качения колес  $i$ -й оси в свободном режиме, м.

При полной потере сцепления колес какой-либо оси с ОП выполняется условие

$$M_{x,i} = \varphi F_{z,i} r_{k,oi}. \quad (2)$$

Поскольку нагрузка на задних осях при торможении автомобиля уменьшается, наклон к оси абсцисс графика проскальзывания задних колес  $r_k = f(M_{x3})$ , как правило, больше, чем у графика передних  $r_k = f(M_{xp})$ .

Качественный анализ проведен для случая торможения  $n$ -осного автомобиля, передние и задние оси которого сгруппированы в тележки с балансирной подвеской. Тормозящими предполагались задние оси, межосевой дифференциал заблокирован.

Процесс торможения при этом можно разделить на следующие этапы:

- 1) до начала проскальзывания колес одной из тележек автомобиля;
- 2) от конца первого этапа до начала проскальзывания колес второй тележки автомобиля;
- 3) от конца второго этапа до потери сцепления с ОП одной из тележек;
- 4) от конца третьего этапа до потери сцепления с ОП всех колес автомобиля.

На каждом из трех первых этапов процесс торможения автомобиля описывается уравнениями

$$M_0 + M_{x3} + M_{B,3} = 0; \quad (3)$$

$$M_{xp} + M_{B,p} = 0; \quad (4)$$

$$\psi M_{B,3} (n - \psi) M_{B,p} = 0; \quad (5)$$

$$r_k = r_{k,oj} - M_{xp} \lambda_{nj}; \quad (6)$$

$$r_k = r_{k,oj} + M_{x3} \lambda_{3j}; \quad (7)$$

$$r_{k,p} = r_{k,3} = r_k, \quad (8)$$

где  $M_0$  – момент, создаваемый на тормозном механизме (барабане), Н·м;  $M_B$  – вращающий момент, приложенный к колесу от полуоси, Н·м;  $\psi$  – число осей в задней тележке (все тормозящие);  $n$  – общее число осей на автомобиле;  $\lambda$  – коэффициент тангенциальной эластичности шин, Н<sup>-1</sup>;  $j$  – индекс, указывающий, что значение параметров относится к определенному этапу процесса торможения.

Значение  $r_{к.оj}$ , соответствующее новому этапу тормозного процесса, определяется зависимостью:

$$r_{к.оj} + \lambda_j M_{xj} = r_{к.о(j-1)} + \lambda_{(j-1)} M_{xj}, \quad (9)$$

где  $M_{xj}$  – значение  $M_x$  на колесах рассматриваемой оси, соответствующее границе этапов тормозного процесса, Н·м.

В рассматриваемом случае  $n$ -осного автомобиля с осями, сгруппированными в две тележки, вертикальные реакции на осях вследствие перераспределения осевых нагрузок при торможении определяются уравнениями

$$F_{z3} = F_{z3.0} - \mu \frac{M_{x3}\psi + M_{xп}(n - \psi)}{r_{к.о1}\psi}; \quad (10)$$

$$F_{zп} = F_{zп.0} + \mu \frac{M_{x3}\psi + M_{xп}(n - \psi)}{r_{к.о1}(n - \psi)}, \quad (11)$$

где  $\mu = \frac{h}{L}$  – отношение высоты центра масс и базы автомобиля;  $F_{zп.0}$  и  $F_{z3.0}$  – соответственно значения вертикальных реакций на каждую переднюю и заднюю оси в статике, Н.

Значения  $M_{xп}$  и  $M_{x3}$  на каждом из этапов тормозного процесса, найденные в результате решения уравнений (1)–(11), представляются в следующем виде:

– В течение первого этапа (колеса не проскальзывают)

$$M_{xп} = M_{x3} = -\frac{\psi}{n}. \quad (12)$$

– В конце первого этапа (проскальзывание задних колес)

$$M_{xп1} = M_{x31} = \frac{\varphi F_{z3.0} r_{к.о} \psi}{2\psi + \varphi \mu l}. \quad (13)$$

– В течение второго этапа (проскальзывают колеса задних осей)

$$M_{x3} = \frac{M_{x31}(n - \psi)(1 - \gamma_1) - M_6 \gamma_1 \psi}{n - \psi(1 - \gamma_1)}; \quad (14)$$

$$M_{xп} = -\psi \frac{M_{x31}(1 - \gamma_1) + M_6}{n - \psi(1 - \gamma_1)}. \quad (15)$$

– В конце второго этапа (проскальзывание передних колес)

$$M_{x32} = (n - \psi) \frac{M_{x31}(1 - \gamma_1)(2 - \varphi \mu) + \varphi F_{zп.0} r_{к.о} \gamma_1}{2(n - \psi) - \varphi \mu [n - \psi(1 - \gamma_1)]}; \quad (16)$$

$$M_{п.32} = \varphi \frac{M_{x31}(1 - \gamma_1)\psi\mu + F_{zп.о}r_{к.о}(n - \psi)}{2(n - \psi) - \varphi\mu[n - \psi(1 - \gamma_1)]}. \quad (17)$$

– В течение третьего этапа (проскальзывают все колеса)

$$M_{x3} = \frac{(n - \psi)[M_{xп2}(\gamma_1 - \gamma_2) + M_{x31}(1 - \gamma_1)] - M_6\psi\gamma_2}{n - \psi(1 - \gamma_2)}; \quad (18)$$

$$M_{xп} = -\psi \frac{M_{xп2}(\gamma_1 - \gamma_2) + M_{x31}(1 - \gamma_1) + M_6}{n - \psi(1 - \gamma_2)}. \quad (19)$$

– В конце третьего этапа (потеря сцепления с ОП задних колес)

$$M_{x33} = \frac{(n - \psi)\varphi\mu[M_{xп2}(\gamma_1 - \gamma_2) + M_{x31}(1 - \gamma_1)] + \varphi F_{z3.о}r_{к.о}\psi\gamma_2}{(n - \psi)\varphi\mu + \gamma_2\psi(+\varphi\mu)}; \quad (20)$$

$$M_{п.33} = -\psi \frac{M_{xп2}(\gamma_1 - \gamma_2)(1 - \varphi\mu) + M_{x31}(1 - \gamma_1)(1 + \varphi\mu) - \varphi F_{z3.о}r_{к.о}}{(n - \psi)\varphi\mu + \gamma_2\psi(1 + \varphi\mu)}. \quad (21)$$

– В течение четвертого этапа (после потери сцепления с ОП задних колес)

$$M_{x3} = F_{z3.о}r_{к.о}\varphi + \varphi\mu M_6; \quad (22)$$

$$M_{п.3} = -\frac{\psi}{n - \psi} [F_{z3.о}r_{к.о}\varphi + M_6(1 + \varphi\mu)]. \quad (23)$$

– В конце четвертого этапа (потеря сцепления с ОП передних колес)

$$M_{x34} = \frac{2\psi F_{z3.о} - \varphi\mu F_{z.a}}{2\psi} \varphi r_{к.о}; \quad (24)$$

$$M_{xп4} = \frac{2(n - \psi)F_{zп.о} + \varphi\mu F_{z.a}}{2(n - \psi)} \varphi r_{к.о}. \quad (25)$$

В выражениях (14)–(21) для краткости введены обозначения

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{\lambda_1}{\lambda_2}; \\ \gamma_2 &= \frac{\lambda_3}{\lambda_2}. \end{aligned} \quad (26)$$

Если первыми начинают проскальзывать задние колеса, то  $\lambda_2$  всегда больше  $\lambda_1$  и  $\lambda_3$ .

Основное влияние нелинейности  $r_k = f(M_x)$  заключается в том, что после начала проскальзывания колес, но еще до полной потери ими сцепления с ОП распределение тормозных реакций на колесах становится уже не равномерным. При линейной зависимости эти реакции считаются одинаковыми на всех



колесах вплоть до потери сцепления наименее нагруженных осей. В соответствии с рис. 1, одинаковым значениям  $r_k$  при нелинейной (или кусочно-линейной) зависимости  $r_k = f(M_x)$  для проскальзывающих и непроскальзывающих колес соответствуют разные значения тормозных моментов  $M_x$ . На проскальзывающих колесах эти моменты (реакции) меньше, чем на непроскальзывающих. Если проскальзывают все колеса, то большие значения  $M_x$  имеют место на тех колесах (обычно передних), для которых график  $r_k = f(M_x)$  выглядит более пологим (см. рис. 1). Вследствие этого потеря сцепления с ОП задних колес затрудняется и происходит при больших значениях  $M_6$ , чем при линейной зависимости.

Ниже приведены выражения, определяющие разность  $M_{xII}$  и  $M_{x3}$  для автомобилей 4×4 и 6×6 на переходных стадиях различных этапов процесса торможения.

При переходе с I на II этап у автомобилей 4×4 и 6×6  $M_{xII} - M_{x3} = 0$ .

При переходе с II на III этап  
у автомобилей 4×4

$$M_{xII} - M_{x3} = (1 - \gamma) \frac{M_{x31} [\mu\phi(\gamma + 3) - 4] + \phi F_{zп.о} r_{к.о}}{2[2 - \mu\phi(1 + \gamma)]}; \quad (27)$$

у автомобилей 6×6

$$M_{xII} - M_{x3} = (1 - \gamma) \frac{2M_{x31} (3\mu\phi - 2) + \phi F_{zп.о} r_{к.о}}{2[2 - \mu\phi(1 + \gamma)]}. \quad (28)$$

При переходе с III на IV этап  
у автомобилей 4×4

$$M_{xII} - M_{x3} = \frac{F_{z3.о} \phi r_{к.о} (\gamma_2 - 1) - (\phi\mu + 1)(M_{x32} \gamma_2 - M_{xII2})}{1 + \mu\phi\gamma_2}; \quad (29)$$

у автомобилей 6×6

$$M_{xII} - M_{x3} = \frac{F_{z3.о} r_{к.о} \phi (\gamma_2 - 1) - (1 + 2\mu\phi)(M_{x32} \gamma_2 - M_{xII2})}{1 + \mu\phi(1 + \gamma_2)}. \quad (30)$$

В конце IV этапа  
у автомобилей 4×4

$$M_{xII} - M_{x3} = \phi r_{к.о} (F_{zп.о} - F_{z3.о} + 2\mu\phi F_{z.a}); \quad (31)$$

у автомобилей 6×6

$$M_{xII} - M_{x3} = \phi r_{к.о} (F_{zп.о} - F_{z3.о} + 1,5\mu\phi F_{z.a}). \quad (32)$$

На рис. 2 показано численное значение этой разности в конце второго этапа – когда начинают проскальзывать не только задние, но и передние коле-

са полноприводного автомобиля. В этот момент суммарное значение всех тормозных реакций для рассматриваемых машин составляет обычно 40–60 % от предельного, соответствующего блокированию всех колес. Из рис. 2 видно, что из-за частичного проскальзывания колес задних осей на передних колесах реализуются значительно большие тормозные реакции.

Различие достигает 10–20 % от значений предельно возможных по сцеплению задних колес с ОП при статической вертикальной нагрузке, или 15–40 % в долях текущих значений тормозных реакций на передних колесах. Вследствие этого моменты времени, при которых происходит потеря сцепления с дорогой колес передних и задних осей, сближаются вплоть до их совпадения.

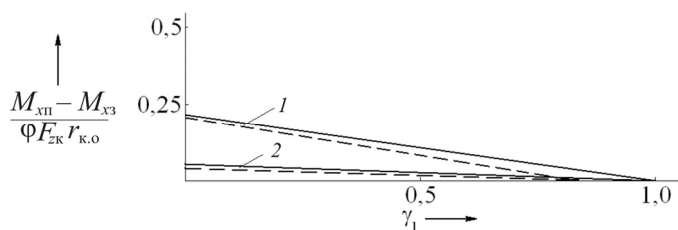


Рис. 2. Влияние частичного проскальзывания колес на неравномерность распределения тормозных моментов и реакций по осям: 1 –  $\varphi = 0,7$ ; 2 –  $\varphi = 0,2$ ; — автомобиль 4×4; - - - автомобиль 6×6

Аналогичные перераспределения тормозных реакций по осям и сближение по времени моментов потери ими сцепления с ОП имеют место на полноприводных автомобилях и при обычном воздействии тормозного привода на все колеса.

Частичное проскальзывание колес по дороге приводит к тому, что тормозные реакции на проскальзывающих колесах становятся меньше, чем на непроскальзывающих. Это уменьшает опасность одновременной потери сцепления с ОП разных колес автомобиля. При отсутствии бортовой неравномерности распределения тормозных сил все колеса не только блокируются, но и теряют сцепление с ОП практически в одно и то же время независимо от коэффициента сцепления, распределения вертикальных нагрузок по осям и количества тормозящих осей.

Таким образом, исходя из вышеизложенного подтверждается отсутствие необходимости применения на полноприводных автомобилях с заблокированным межосевым приводом регуляторов тормозных сил и разунификации тормозных механизмов передних и задних колес в целях обеспечения устойчивости торможения, особенно на скользких дорогах.

# МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ ПО ИЗМЕНЕНИЮ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ В ФОРСУНКУ И ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ

**Ю.П. Макушев, А.В. Филатов**

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия,  
г. Омск, Россия

**Л.Ю. Михайлова**

Омский государственный университет путей сообщения, Россия

*Предложена методика диагностирования топливной аппаратуры путем сравнения эталонных осциллограмм давления топлива в трубопроводе высокого давления и движения иглы с характерными диаграммами известных нарушений процесса топливоподачи.*

***Ключевые слова:** методика, диагностика, давление, движение иглы, осциллограмма, сравнение.*

Система, состоящая из топливного насоса высокого давления, нагнетательного трубопровода и форсунки, относится к числу важнейших агрегатов дизеля. По данным отечественных и зарубежных исследователей, до 30 % неисправностей дизеля связано с отказом топливной системы.

Основными неисправностями форсунки является износ прецизионной пары «игла – корпус распылителя», уменьшение начального давления открытия, образование кокса в сопловых отверстиях, зависание иглы распылителя.

В процессе эксплуатации прецизионные детали форсунки подвергаются износу, что увеличивает утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя форсунки. Наличие утечек отрицательно влияет на впрыск топлива, особенно для режимов малых цикловых подач и частот вращения коленчатого вала двигателя.

Одним из основных недостатков форсунки является уменьшение начального давления открытия иглы. Это приводит к увеличению продолжительности впрыска и цикловой подачи, ухудшению качества распыливания топлива, снижению экономичности дизеля, закоксовыванию сопловых отверстий, токсичности отработавших газов.

Известно, что распылители с малым диаметральной зазором часто приводят к зависанию иглы, которое происходит из-за тепловой деформации корпуса распылителя либо деформации от крепления распылителя к корпусу

форсунки. Техническое состояние форсунки обычно проверяется при помощи прибора КИ-3333 после демонтажа ее с двигателя.

В настоящее время важное место в системе обслуживания машин без ее разборки получило техническое диагностирование. Определение состояния машины и прогноз дальнейших изменений ее параметров составляет задачу диагностики, которая позволяет оценить состояние машины в данный момент, установить, исправна или неисправна она, какие ее узлы, сопряжения и детали нуждаются в техническом обслуживании или замене.

В качестве носителя информации о техническом состоянии форсунки принято изменение давления топлива в нагнетательном трубопроводе или хода иглы [1]. Любое изменение параметров форсунки будет влиять на величину и характер изменения давления в трубопроводе в момент впрыска и в период между впрысками. Для регистрации давления использовался мембранный тензометрический датчик. Наиболее точную информацию о состоянии форсунки датчик определяет при установке его на входе в форсунку.

Для определения различных неисправностей форсунки необходим такой режим работы, при котором анализ осциллограммы давления топлива на входе в форсунку давал бы однозначный ответ. Кроме того, на больших цикловых подачах и частотах вращения вала двигателя увеличение диаметального зазора выше предельного, незначительно влияет на изменение давления в трубопроводе. Однако на малых частотах вращения вала насоса ( $n_n$ ), увеличение зазора в распылителе значительно уменьшает давление в трубопроводе, ухудшая впрыск топлива.

Для проведения диагностики по изменению давления был предложен контрольный режим работы топливной аппаратуры дизеля Д-440 с цикловой подачей ( $q_{ц}$ ) на номинальном режиме и на малой частоте вращения вала насоса ( $q_{ц} = 100 \text{ мм}^3$ ,  $n_n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ). Форсунка была отрегулирована на начальное давление открытия иглы 16 МПа.

Вид неисправности форсунки определялся сравнительным способом по изменению характерных точек и участков на диаграмме давления. Для этого были сняты осциллограммы (импульсы давления) с известными неисправностями форсунки.

### ***1. Последовательность диагностики по изменению давления на входе в форсунку следующая:***

1.1. На режиме малых частот и цикловой подаче близкой к номинальной для топливной аппаратуры с параметрами, которые соответствуют требованиям завода-изготовителя, датчиком фиксируют эталонный импульс давления с пояснением характерных точек и участков.

1.2. Для каждого вида возможных неисправностей (снижение давления открытия иглы, образование кокса в сопловых отверстиях, потеря подвижности иглы, увеличение зазора между иглой и направляющей) фиксируется измененный (нарушенный) импульс давления.

1.3. Полученный импульс давления сравнивается с эталонным, если он изменен, то путем сравнения (используется программное обеспечение) с заранее снятыми осциллограммами определяется вид неисправности.

На контрольном режиме для исправной топливной аппаратуры была снята эталонная осциллограмма (рис. 1), имеющая характерные точки и участки. Для анализа импульса давления топлива в трубопроводе ( $P_{\phi}$ ) на осциллограмме имеется шкала давления, линия атмосферного давления ( $P_0$ ), отметка времени 0,002 с.

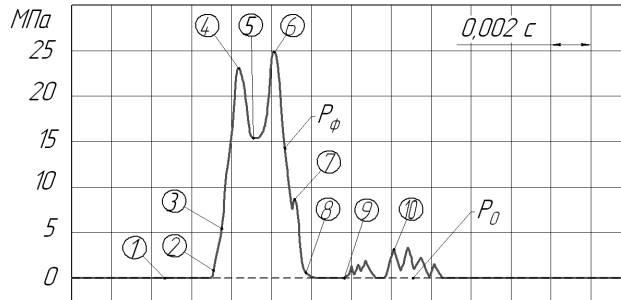


Рис. 1. Эталонный импульс давления топлива у форсунки ( $P_{\phi}$ ), и линия атмосферного давления ( $P_0$ )

На эталонном импульсе давления выделим характерные точки и участки: 1 – остаточное давление в трубопроводе, измеренное относительно нулевой линии; 2 – начало роста давления на входе в форсунку; 3 – пауза роста давления вследствие поднятия нагнетательного клапана; 4–5 – падение давления в результате подъема иглы форсунки; 5–6 – продолжение процесса впрыска; 7 – посадка иглы на седло; 8 – прекращение понижения давления; 2–8 – период превышения давления в трубопроводе над остаточным давлением  $P_0$ ; 8–9 – расстояние между прямой и отраженной волнами давления топлива; 10 – колебания отраженной волны.

На рис. 2 и 3 приведены импульсы давления топлива при снижении давления начала открытия иглы форсунки на 20 и 40 %. Для данной неисправности характерным является уменьшение максимального давления в трубопроводе (22 и 19 МПа вместо 25 МПа), увеличение расстояния между прямой и отраженной волнами, снижение амплитуды отраженной волны.

Для форсунки с зависшей (заклиненной) иглой распылителя (рис. 4) неисправность характеризуется малым давлением в трубопроводе (16 МПа), уменьшением участка 2–8, отсутствием отраженной волны. Игла может зависнуть в начале, середине или в конце подъема, и форсунка работает как открытая. В полость форсунки проникают газы из цилиндра, способствуя образованию коксовых отложений.

У форсунки с закоксованным отверстием распылителя (рис. 5) характерным является наличие двух отраженных волн, давление в трубопроводе уве-

личивается, удлиняется участок 2–8, возрастает величина остаточного давления, уменьшается проходное сечение, что приводит к увеличению продолжительности впрыска, понижению подачи топлива, уменьшению мощности и экономичности двигателя.

У форсунки с диаметральной зазором 20 мкм (предельно допустимый 12 мкм), максимальное давление в трубопроводе уменьшается на 2–3 МПа, отраженная волна не имеет своеобразных пиков (рис. 6).

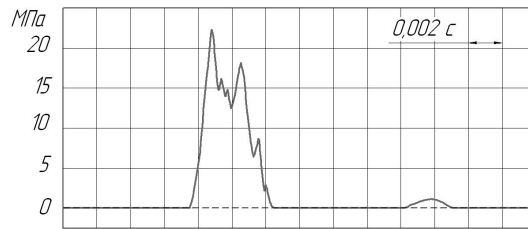


Рис. 2. Снижение давления открытия иглы на 20 %

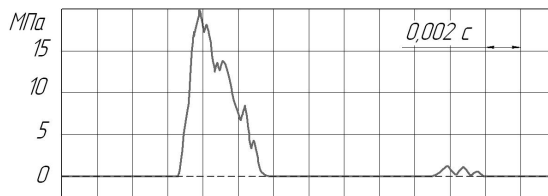


Рис. 3. Снижение давления открытия иглы на 40 %

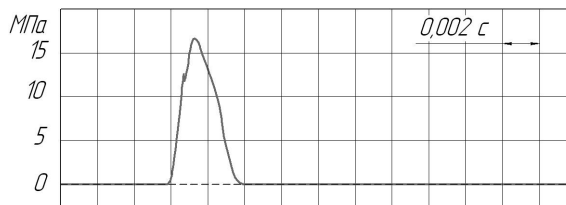


Рис. 4. Зависание иглы форсунки при максимальном ее подъеме

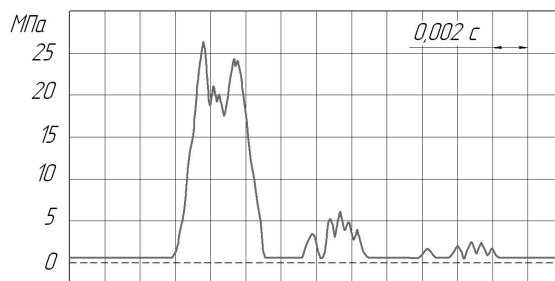


Рис. 5. Изменение давления у форсунки с закоксованным отверстием распылителя

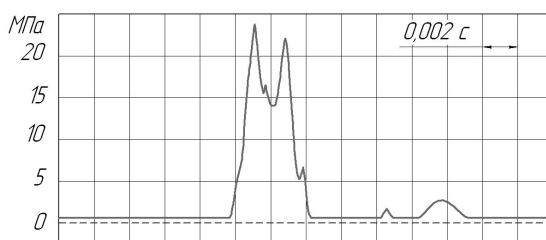


Рис. 6. Изменение давления при диаметральном зазоре в распылителе 20 мкм

Таким образом, имея эталонную осциллограмму давления для исправной форсунки и набор осциллограмм с характерными неисправностями, сравнительным способом определяем вид неисправности. Для этого компьютер (электронный блок) сравнивает реальные осциллограммы давления на входе в форсунку, полученные в процессе диагностики, с эталонной осциллограммой и определяет вид неисправности.

У топливной аппаратуры тепловозных и судовых двигателей с высоким остаточным давлением процесс подачи топлива протекает с некоторыми отличиями, чем у систем автотракторных двигателей с малым остаточным давлением или разрежением.

На рис. 7 приведена осциллограмма давления на входе в форсунку и перемещения иглы тепловозного двухтактного дизеля 2Д100, работающего на номинальном режиме при частоте вращения вала  $850 \text{ мин}^{-1}$  (мощность 1470 кВт) [3]. На осциллограммах дополнительно указаны характерные точки, по расположению которых по горизонтали и вертикали определяется состояние ТА.

По анализу осциллограммы хода иглы можно дополнительно определить состояние форсунки и насоса высокого давления. Движение иглы фиксируется при помощи индуктивного датчика, расположенного между распылителем и корпусом форсунки, а также датчиком давления, установленным в линии слива утечек [2].

По приведенным осциллограммам и указанным характерным точкам можно оценить настройку ТА и качество ее работы. По положению точки *a* определяют остаточное давление (7 МПа) и начало резкого повышения давления. По точке *б* оценивают момент и динамическое давление начала открытия иглы (26 МПа). Статическое давление начала открытия иглы 21 МПа. На осциллограмме хода иглы это точка *д*, по ней определяют угол начала впрыска относительно отметки геометрического начала подачи ( $7,5^\circ$ ). Впрыск топлива в цилиндр двигателя начинается за  $8,5^\circ$  до ВМТ поршня. Угол наклона линии давления на участке *a–б* позволяет оценить скорость нарастания давления, которая зависит в основном от износа плунжерной пары и направляющей распылителя. В точке *в* с учетом масштаба давления определяют максимальную величину импульса (45,6 МПа). В точке *г* оценивают величину давления топ-

лива, при котором осуществляется посадка иглы на седло. Момент посадки иглы точнее определяется по точке  $з$ . Продолжительность впрыска ( $16,8^\circ$  поворота кулачкового вала) определяется по расстоянию от точки  $д$  до точки  $з$ . В точке  $е$  игла достигает упора, что позволяет определить максимальный ее ход ( $0,5$  мм). На участках  $д-е$  и  $ж-з$  определяется скорость подъема и посадки иглы.

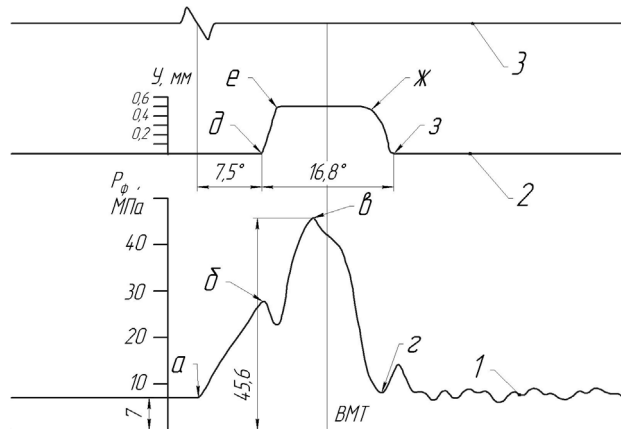


Рис. 7. Осциллограммы изменения давления у форсунки и перемещения иглы тепловозного дизеля 2Д100 при работе с частотой вращения коленчатого вала  $850 \text{ мин}^{-1}$  и цикловой подачей  $400 \text{ мм}^3$ : 1 – давление на входе в форсунку; 2 – перемещение иглы форсунки; 3 – отметка геометрического начала подачи топлива

Таким образом, по расположению характерных точек на диаграммах давления топлива и движения иглы (по вертикали и горизонтали) определяется состояние насоса, форсунки и возможные их неисправности.

## 2. Последовательность диагностики по анализу движения иглы распылителя следующая:

2.1. Для топливной аппаратуры, параметры которой соответствуют требованиям завода-изготовителя, на режиме номинальной мощности фиксируется движение иглы с пояснением характерных точек и участков.

2.2. Для возможных неисправностей, встречающихся в эксплуатации, (изменение угла опережения впрыска топлива, продолжительности впрыска, скорости подъема и посадки иглы, появление дополнительных впрысков, зависание иглы) фиксируется движение иглы.

2.3. Ход иглы, определенный в текущий период эксплуатации дизеля, сравнивают с эталонным. Если он изменен, то путем сравнения с заранее снятыми осциллограммами движения иглы с нарушениями процесса впрыска, определяется вид неисправности.

На рис. 8 показаны характерные неисправности топливной аппаратуры дизеля, определяемые по анализу движения иглы.



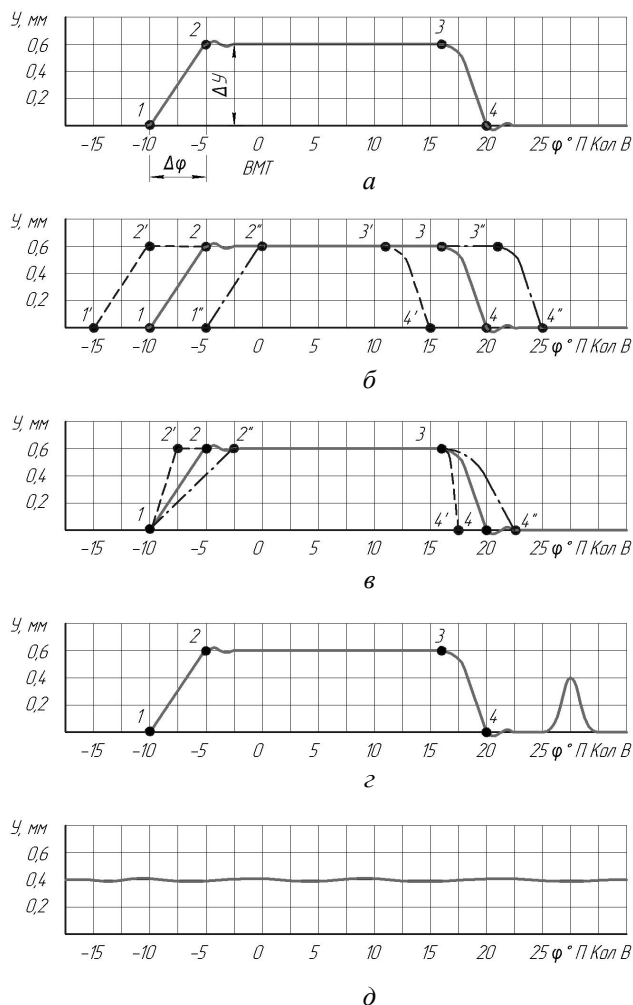


Рис. 8. Основные неисправности форсунки, определяемые по анализу движения иглы: *а* – эталонная осциллограмма движения иглы; 1 – начало подъема; 2 – достижение упора; 3 – начало посадки иглы; 4 – посадка на седло; 1–4 – продолжительность впрыска; *б* – ранний ( $-15^\circ$ ) и поздний ( $-5^\circ$ ) впрыск топлива; *в* – активный подъем иглы (1–2'), вялый подъем иглы (1–2''), активная посадка иглы на седло (3–4'), вялая посадка иглы на седло (3–4''); *z* – дополнительный впрыск топлива; *д* – зависание иглы при ходе 0,4 мм

Эталонная осциллограмма движения иглы форсунки дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала приведена на рис. 8, *а*. Подача топлива начинается в точке 1 за  $10^\circ$  до ВМТ поршня. По анализу положения данной точки определяют правильность установки угла опережения впрыска.

На рис. 8, *б* показаны осциллограммы с ранним (прямая 1'–2') и поздним (прямая 1''–2'') впрыском топлива. Поздний впрыск возможен при износе плунжерной пары и увеличении зазора между иглой и корпусом распылителя.

На рис. 8, в приведено движение иглы при различных скоростях подъема и посадки ее на седло. Увеличение скорости подъема иглы (прямая 1–2') происходит в результате повышения цикловой подачи и вязкости топлива, закоксовывания сопловых отверстий распылителя форсунки.

На рис. 8, з показано движение иглы с дополнительным впрыском топлива, который приводит к увеличению расхода топлива, токсичности отработавших газов, закоксовыванию сопловых отверстий.

На рис. 8, д приведена осциллограмма при зависании иглы форсунки. Форсунка работает как открытая, с проникновением цилиндрических газов в полость распылителя и образованием кокса в сопловых отверстиях. Распыливание топлива ухудшается, увеличивается угол опережения впрыска топлива, процесс сгорания протекает с образованием дыма, расход топлива увеличивается.

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1) предложена методика диагностики форсунки дизеля **по изменению давления на входе в форсунку**, которая заключается в сравнении эталонного импульса давления с набором осциллограмм характерных неисправностей (снижение давления открытия иглы, зависание иглы, закоксовывание сопловых отверстий, увеличение зазора между иглой и направляющей) и позволяет по виду импульса давления, расположению характерных точек и участков определять неисправности работы топливной аппаратуры;

2) приведена методика диагностики форсунки **по расположению характерных точек** на осциллограмме движения иглы и наклона участков подъема и посадки, позволяющая определить изменение угла опережения подачи топлива, продолжительность впрыска, увеличение хода иглы, изменение скорости подъема, посадки и потерю подвижности иглы, дополнительный впрыск топлива;

3) предложена методика **совместной диагностики** топливной аппаратуры по изменению давления топлива на входе в форсунку и движения иглы, которая позволяет определять с большей точностью возможные нарушения процесса топливоподачи.

### Список литературы

1. Коньков А.Ю., Лашко В.А. Средства и метод диагностирования дизелей по индикаторной диаграмме рабочего процесса: монография. – Хабаровск: ДВГУПС, 2007. – 147 с.

2. Михайлова Л.Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки // Ориентированные фундаментальные прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России: материалы всерос. 65-й науч.-техн. конф. ФГБОУ ВПО «СибАДИ». – Кн. 2. – Омск, 2011. С. 397–402.

3. Испытания тепловозных и судовых дизелей типа Д100 / А.Э. Симсон [и др.]. – М.: Машгиз, 1960. – 264 с.

# ТЕСТЕР ДЛЯ ПРОВЕРКИ ИСПРАВНОСТИ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ С ДАТЧИКОМ ХОЛЛА

**М.А. Лунегов**

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

*Любая система автомобиля требует наиболее эффективных, быстрых и наименее затратных способов диагностирования. Разработан прибор и рассмотрен способ проверки датчика, устанавливаемого в бесконтактных системах зажигания, основанных на использовании эффекта Холла.*

**Ключевые слова:** легковой автомобиль, системы искрового зажигания, датчик Холла, диагностирование, тестер.

На легковых автомобилях применяют различные по конструкции и схемному исполнению системы искрового зажигания: контактные, контактно-транзисторные, бесконтактные (электронные), микропроцессорные.

Контактные и контактно-транзисторные системы зажигания в настоящее время имеют ограниченное применение. Применение бесконтактных и микропроцессорных систем позволило повысить топливную экономичность двигателя, уменьшить нагарообразование в цилиндрах и токсичность отработавших газов, облегчить пуск холодного двигателя зимой. Современные российские автомобили выпускаются с микропроцессорной системой зажигания, однако немалая часть автомобилей эксплуатируется с бесконтактной системой зажигания. Следовательно, возникает потребность в обслуживании и ремонте таких систем.

Остановки двигателя с бесконтактной электронной системой зажигания часто вызываются отказами датчиков, основным из которых является датчик Холла.

Легче всего проверить работоспособность датчика с помощью индикатора (тестера), собранного по схеме в соответствии с рисунком. Подключаем колодку индикатора к колодке датчика распределителя и соединяем клеммы индикатора с источником питания. Если при вращении вала датчика-распределителя от руки светодиод HL1 будет мигать, то датчик исправен.

При создании тестера произведена модернизация прибора, сведения о котором опубликованы в литературе [1], путем замены индикаторов, источника питания, подбора параметров схемы и деталей в новых условиях применения.

Устройство питания индикатора состоит из гальванического элемента и повышающего преобразователя напряжения на транзисторах VT1 и VT2 [2], позволяющего увеличить напряжение выдаваемого гальваническим элементом типа

АА с 1,5 до 12 В, в результате чего удалось добиться минимального размера и веса тестера. Элемент питания типоразмера АА обходится в 3–4 раза дешевле батареи на 12 В, при этом имеет практически такую же электрическую емкость, но гораздо меньший саморазряд.

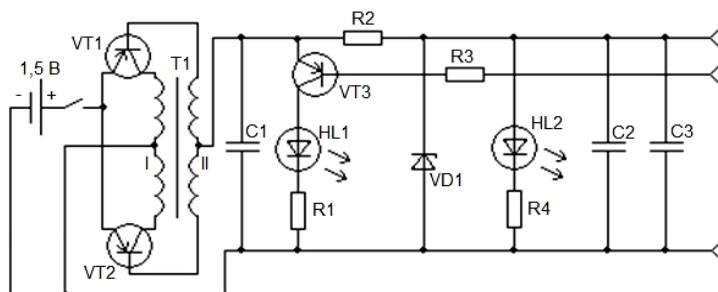


Рис. Схема тестера для проверки исправности систем зажигания с датчиком Холла

Преобразователь напряжения собран по схеме с положительной обратной связью по току нагрузки и не имеет отдельного выпрямителя, функцию которого выполняют переходы эмиттер – база транзисторов. Частота генерации около 50 кГц [3, с. 23].

При подаче напряжения питания на датчик Холла загорается индикатор HL2.

Для индикации работоспособности датчика Холла в схеме используется светодиод HL1 красного цвета, который выключается при прохождении зубцом ротора зазора датчика. Для включения светодиода HL1 в индикаторе применен транзистор VT3.

Все детали тестера собраны на печатной плате размером 140×17 мм. На печатной плате прибора расположены узел блока питания и схема самого индикатора исправности датчика Холла. Печатные проводники вырезаны резком на фольгированном текстолите. Выводы деталей отформованы.

Схема прибора содержит широко применяемые детали: транзистор КТ815, стабилитрон Д814А, два светодиода АЛ307 зеленого и красного свечения, три конденсатора и четыре резистора.

В плату индикатора впаяны только эмиттеры транзисторов преобразователя, поэтому для их лучшего удержания они приклеены к ней. К базам и коллекторам транзисторов подпаяны проводники непосредственно от трансформатора.

Трансформатор Т1 намотан на ферритовом кольце 2000НМ. Магнитопровод дополнительно изолирован обмоткой из тонкой лакоткани. Обмотка I содержит 10 витков в два провода, а обмотка II – 100 витков в два провода ПЭЛ-2 диаметром 0,24 мм. Полуобмотки между собой включены последовательно, соединением конца одной полуобмотки с началом другой полуобмотки.

Резисторы R1 и R4 ограничивают ток в светодиодах, а R2 и диод VD1 образуют параметрический стабилизатор напряжения на 12 В. Конденсаторы C1, C2, C3 осуществляют фильтрацию напряжения.

В преобразователе напряжения можно применить транзисторы: например, кремниевые КТ 203, КТ 208, КТ 209, КТ 501, МП 104, МП 105, германиевые МП 20, МП 21, МП 25, МП 26, МП 42 (структура *p-n-p*) с допустимым напряжением база – эмиттер более 9 В. Необходимо подобрать пару с близкими коэффициентами передачи тока. В тестере применен транзистор VT3 типа КТ 814В.

Налаживание прибора сводится к проверке подключения трансформатора и подборке на макетной плате резисторов для ограничения тока в светодиодах и резисторов для цепи базы и коллектора транзистора VT3.

Токосъемные контакты для элемента АА выполнены из полосок жести, которые приклепаны к плате, а со стороны печатных проводников пропаяны. Выключателем питания удобнее иметь установленную на плате кнопку КМ1-I или тумблер МТ1. Крепеж этих выключателей позволяет закрепить крышку корпуса прибора. В качестве корпуса прибора использован пластмассовый чехол из-под авторучки.

В настоящее время немалая доля автомобилей, находящихся в эксплуатации в России оснащена бесконтактными системами зажигания, применение которых позволило улучшить эксплуатационные показатели автомобилей. Ввиду этого обстоятельства данная работа приобретает и прикладное значение, позволяя приобрести значительный опыт в разработке и изготовлении надежных, простых в применении и сравнительно недорогих приборов для проверки элементов бесконтактных систем зажигания. Разработанный прибор позволяет диагностировать элементы бесконтактных систем зажигания непосредственно на автомобиле, без использования труда высококвалифицированных исполнителей, что значительно снижает затраты на проведение контрольных операций.

С помощью тестера можно проверить не только датчик Холла, но и коммутатор. При переключении прибора к выходу коммутатора, при тех же операциях проверки датчика Холла, проверяется исправность коммутатора и косвенно катушки зажигания, так как при исправных датчике и коммутаторе остается искать неисправность в катушке зажигания. Кроме того, тестер позволяет осуществить прозвонку электрических цепей автомобиля на обрыв, проверить наличие напряжения на приборах автомобиля.

Созданный тестер является незаменимым прибором автоэлектрика, полезной и нужной вещью как в учебных лабораториях Пермского национального исследовательского политехнического университета, на станции ТО и диагностики, так и карманным прибором простого автолюбителя. Существенным плюсом тестера является низкая себестоимость по сравнению с заводскими аналогами, стоимость которых в 5, а то и в 10 раз выше.

## Список литературы

1. Автомобильные датчики, реле и переключатели: краткий справочник. – М.: За рулем, 2005. – С. 62.
2. Радио: журнал. – 2001. – № 11. – С. 42.
3. Радио: журнал. – 2005. – № 6. – С. 23.
4. Косарев С.Н., Мельникова Л.А. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту автомобилей ВАЗ-2108, 2109. – М.: Третий Рим, 2005. – 187 с.
5. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей / В.М. Власов [и др.]; под ред. В.М. Власова. – М.: Академия, 2003. – 475 с.
6. Резник А.М. Электрооборудование автомобилей. – М.: Транспорт, 1990. – 256 с.

## СРЕДСТВА ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

**С.Н. Сушенцев, А.И. Иванов, С.Х. Гараев**

Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Россия

*Рассмотрены вопросы влияния низких температур на запуск двигателя. При низкой температуре окружающего воздуха увеличивается сопротивление проворачиванию коленчатого вала двигателя в связи с повышением вязкости моторного масла и изменением макрогеометрии цилиндропоршневой и кривошипно-шатунной групп, с поступлением холодного воздуха в цилиндры двигателя ухудшаются условия испаряемости автомобильных бензинов и образования горючих и рабочих смесей.*

**Ключевые слова:** *подогреватель, двигатель, аккумулятор, износ, энергоноситель.*

В условиях низких температур работа машин особенно затруднена, а более 50 % территории РФ относится к климатической зоне со среднегодовой температурой января ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ . По данным исследований износы подшипников коленчатого вала на режимах пуска холодного двигателя при отрицательных температурах может быть сравним с износом при нормальном пробеге автомобиля от 70 до 700 км.

В зимнее время, как известно, усложняется запуск двигателя автомобиля. При запуске непрогретого двигателя топливо конденсируется на поверхности цилиндра и смывает масляную пленку, тем самым увеличивая трение, что приводит к ускоренному износу деталей цилиндра и поршневой группы. Выходом из этой ситуации является предпусковой прогрев двигателя.

Повышение вязкости масла при низких температурах воздуха вызывает резкое увеличение сопротивления вращению коленчатого вала, что затрудняет достижение требуемой для пуска двигателя частоты вращения коленчатого вала.

Как же все-таки обеспечить уверенный пуск двигателя зимой? Есть несколько способов.

*Первый способ* – применять масла с низкой вязкостью М 5/10 или М 5/12 и аналогичного с маркировкой SAE 10W 30. Таких масел в продаже достаточно. Они дадут возможность стартеру развить пусковые обороты при температурах воздуха до  $-20$ – $-25^{\circ}\text{C}$ . Если температура ниже, причем в течение длительного времени, то целесообразно использовать более «жидкие» масла – класса вязкости SAE 5W 30.

Однако резко возрастает с морозом вязкость масла в двигателе. Двигать детали в таком масле и «прокачать» по магистралям настолько трудно, что стартер при пуске с этим может не справиться.

Если двигатель все-таки запустить, то через полминуты его может заклинить. Происходит это из-за того, что масло, выброшенное вначале в магистраль маслосососом, другим из картера не заменяется – под насосом образуется воздушная яма. Об этом оповестит лампа «Нет давления», и двигатель начнет стучать. В этот момент необходимо двигатель немедленно выключить, иначе повреждений не избежать.

Машина эксплуатируется в зимний период эксплуатации при очень низких температурах. В подобных случаях мы поступаем так. В какой-нибудь емкости нагреть литр или пол-литра масла до 90–120 °С, затем залить его в двигатель. После двигатель, как правило, запускается без проблем, причем контрольная лампа давления не загорится, не будет стука, повреждений. Даже если переохлажденная часть масла и не смешивалась с вновь залитым, то двигатель исправно начнет работать, а потом температура всего объема масла выравняется. Не надо опасаться, что превышение уровня масла в двигателе грозит катастрофой – куда хуже пускать его на холодном масле, когда некоторые детали вынуждены работать всухую.

Еще одна «дедовская хитрость». Оставляя машину на несколько часов, можно укрыть двигатель (под капотом) старым ватником, одеялом или чем-нибудь подобным. Даже после стоянки в течение 5 ч при 20-градусном морозе двигатель под такой шубой на ощупь имеет плюсовую температуру. Характеристики вязкости масла с увеличением мороза не линейные – тут каждый новый градус играет все большую роль, и такое утепление здорово помогает при пуске двигателя на морозе.

Главное, о чем надо помнить, – шуба не должна касаться горячих выхлопных патрубков, иначе вам грозит пожар.

*Второй способ* – нагреть двигатель через систему охлаждения. Для предпусковой подготовки карбюраторных двигателей, заправленных загущенным моторным маслом, требуется вода, нагретая до температуры 90–95 °С: при температуре окружающего воздуха –35 °С – две заправки, при температуре ниже –35 °С – не менее трех заливок. Заливать горячую воду в горловину радиатора необходимо через воронку так, чтобы скорость подачи ее в систему охлаждения автомобилей и легких транспортеров тягачей составляла примерно 5 л/мин. При этом сливные краны системы охлаждения должны быть открыты, отверстия их прочищены, а жалюзи радиатора закрыты. С началом вытекания из сливных кранов теплой воды краны наполовину прикрывают и продолжают заливать воду. После того как из крана вытечет 6–8 л воды, их перекрывают и заполняют всю систему охлаждения горячей водой, опускают капот и выдерживают горячую воду в системе для лучшего прогрева стенок цилиндров. Затем сливают часть воды (одну треть или одну вторую часть



вместимости системы охлаждения) и вновь доливают систему горячей водой до нормы.

По окончании пролива через систему охлаждения горячей воды пускают двигатель с применением пусковой жидкости и прогревают его при малой частоте вращения на холостом ходу в течение 3–4 мин.

*Третий способ* – поднять температуру масла, подогревая картер двигателя паяльной лампой, газовой горелкой или любым другим доступным способом, например с помощью примуса «Шмель» (конечно, приняв меры пожарной безопасности). Имейте в виду, что интенсивный нагрев поддона (особенно алюминиевого) вызывает местный перегрев нижних слоев масла, термическое разрушение присадок. Это тоже приводит к ускорению старения масла. Отведите пламя, пусть время прогрева увеличится, но так будет лучше.

Для нагрева масла, таким образом, лучше всего пользоваться горелками с инфракрасным излучением (со специальной керамикой). Таких сегодня много в продаже, например примус «Эверест». Как показывает опыт, на 25-градусном морозе через 15 мин он достаточно нагревает масло.

Есть в продаже подогреватели топливовоздушной смеси (ПТС). По сути дела это лента, полоска (ширина 10 мм и толщина 1,250 мм) из токопроводящего материала, согнутая по форме колодца в выпускном коллекторе.

Он интересен тем, что исключает опасность пожара при пропуске тока на неработающем двигателе (т.е. без охлаждения потоком смеси) температура нагревательного элемента составляет 285 °С, а пары бензина, как известно, воспламеняются при 480 °С.

Какова же практическая отдача от ПТС? Прежде всего – облегчение пуска двигателя в морозную погоду, поскольку нагревательный элемент резко улучшает испарение бензина. Суть этого метода широко известна и особых пояснений не требует. Нужно лишь заметить, что прибор потребляет относительно небольшой ток – около 3,5 А, такая дополнительная нагрузка вполне допустима даже для полуразряженного аккумулятора.

Когда двигатель запущен, но еще не достиг рабочей температуры, подогреватель способствует уменьшению расхода топлива.

По мере подогрева двигателя влияние подогревателя уменьшается. Когда температура охлаждающей жидкости доходит до 40 °С, экономия снижается до 2–3 %, при рабочей температуре мотора подогреватель бесполезен. Однако, в отличие от множества дополнительных устройств, помещаемых во впускной коллектор, он не вреден; никакой помехи потоку рабочей смеси он не оказывает, что подтверждено характеристиками двигателя на испытательном стенде.

*Четвертый способ* – в полевых условиях для разогрева двигателей с помощью горячей воды применяются подвижные водомаслогрейки.

*Пятый способ* – автономные подогреватели. Для работы подогревателей используют горючее, на котором работает двигатель.

Подогреватели, работающие на бензине, состоят из котла с горелкой, электровентилятора, электромагнитного клапана, топливного бачка, поддона масляного картера, трубопроводов и пульта управления. Подача бензина из топливного бака через электромагнитный клапан в камеру сгорания происходит самотеком, воздух нагнетается вентилятором, циркуляция жидкости между рубашками котла и блока цилиндров во время работы подогревателя термосифонная.

Подогреватели, работающие на дизельном топливе, имеют ряд конструктивных отличий от бензиновых подогревателей, что обусловлено различиями физических свойств дизельного топлива и бензина. К особенностям этих подогревателей следует отнести наличие принудительной циркуляции жидкости между подогревателем и системой охлаждения двигателя в период его подогрева, а также принудительной подачи топлива из бачка к форсунке подогревателя с помощью насосного агрегата, состоящего из вентилятора, топливного и жидкостного насосов, приводимых от одного электродвигателя.

В комплект современных дизельных предпусковых подогревателей входят: котел подогревателя, насосный агрегат, топливный бачок, электромагнитный клапан, электронагреватель топлива, источник высокого напряжения и искровая свеча, пульт управления.

Подготовка подогревателя к работе и предпусковой разогрев двигателя проводится согласно рекомендациям, изложенным в заводской инструкции по эксплуатации соответствующей машины.

*Шестой способ* – использование химических средств (аэрозолей), гарантирующих запуск двигателя при низких температурах.

По мнению экспертов, разумнее использовать химические средства (аэрозоли), гарантирующие запуск двигателя при низких температурах, целесообразно использовать их при температуре ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ . Поскольку эти средства представляют собой легкоиспаряющиеся жидкости, их воспламенение в цилиндрах может происходить, как показывает опыт, даже при отключенной системе зажигания.

Распыляемые в патрубок воздушного фильтра непосредственно перед пуском, аэрозоли обеспечивают практически мгновенный запуск как бензиновых двигателей, так и дизелей.

Если говорить только о дизелях, которые, как известно, в зимних условиях запустить сложнее, чем бензиновые, то 100%-ную гарантию при  $-27^{\circ}\text{C}$  дает присадка в топливо. 200-миллилитрового флакона такой присадки хватает на 200 л топлива. Она не только обеспечивает запуск двигателя при  $-20^{\circ}\text{C}$ , но и снижает уровень токсичных выхлопов, а также повышает октановое число топлива.

*Седьмой способ* – в качестве крайней меры применяют пуск двигателя буксированием, т.е. раскручивание коленчатого вала ведущими колесами автомобиля. Такой метод пуска двигателя наиболее гарантированный, но допус-

тим лишь в исключительных случаях, так как при этом ходовая часть, трансмиссия и двигатель испытывают большие ударные нагрузки, которые могут привести к поломкам. Движение начинают при нейтральном положении рычага коробки передач (КП). Когда автомобиль наберет достаточную скорость (желательно 15–20 км/ч), водитель включает высшую передачу в КП и отпускает педаль сцепления. Если двигатель при этом не начал работать, а скорость движения уменьшилась, педаль сцепления вновь выжимают и при наборе нужной скорости движения попытку пуска повторяют. Как только двигатель начнет работать, педаль сцепления быстро выжимают, устанавливают среднюю частоту вращения коленчатого вала, рычаг переключения передач переводят в нейтральное положение и педаль сцепления отпускают.

Если при нескольких таких попытках двигатель все же не начал работать, то в движении на буксировке продувают цилиндры, для чего плавно нажимают до упора на педаль управления дроссельной заслонкой, полностью открывают воздушную заслонку и включают высшую передачу в КП. В таком положении автомобиль движется на буксире 2–3 мин. После продувки пуск двигателя повторяют обычным порядком на более высокой скорости буксирования.

Пуск двигателя буксированием требует включения в коробке передач именно высшей передачи, а не 2-й или 1-й, как это делают ошибочно некоторые водители. При включении высшей передачи коленчатый вал раскручивается с частотой, вполне достаточной для пуска двигателя.

Напомним, что частота вращения коленчатого вала, обеспечивающая пуск двигателя, совсем не велика и составляет примерно 50 об/мин и лишь при низких температурах – около 100 об/мин.

Кроме того, при включении первой или второй передачи в КП для проворачивания колес и коленчатого вала буксируемого автомобиля должна быть создана очень большая сила. Да и нужна соответствующая сила сцепления ведущих колес с дорогой. Иначе колеса буксируемого автомобиля начинают скользить юзом.

При отсутствии буксировщика пуск двигателя возможен также методом толкания с использованием мускульной силы людей или скатыванием автомобиля на спуске. Порядок работы при этом остается таким же, как и при пуске двигателя буксированием.

На примере автомобиля Урал-4320 можно рассмотреть преимущества и недостатки штатного подогревателя ПЖД-30 (рис. 1). Главное преимущество ПЖД-30 – автономность.

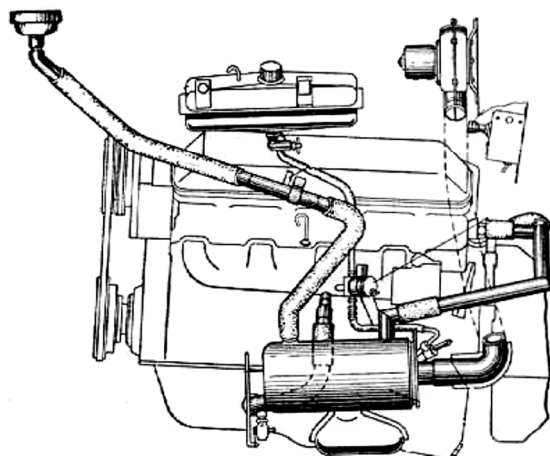


Рис. 1. ПЖД 30 на автомобиле Урал-4320

Ниже представлены технические характеристики ПЖД-30.

Напряжение питания, В	24
Теплопроизводительность, кВт	30
Потребляемая мощность, Вт	340
Вид топлива	дизельное топливо
Расход топлива, л/ч	5
Температура выхлопных газов, °С	500
Масса, кг	17
Габаритные размеры, мм	210×520×266
Технические особенности	– искровой розжиг; – ручная система управления; – котлы из нержавеющей стали
Ресурс, ч	500
Применяемость	КАМАЗ, МАЗ, Урал, спецтехника

Данный подогреватель имеет ряд существенных недостатков:

- расход дорогого топлива;
- влияние на экологию (выброс ядовитых веществ в отработавших газах);
- низкий КПД;
- затраты электроэнергии аккумулятора (снижение емкости).

На сегодняшний день наиболее эффективными подогревателями являются электрические подогреватели различного вида, так как электричество – наиболее экономный энергетический ресурс.

Рассмотрим один из электрических подогревателей. Назначение подогревателя электрического – предпусковой разогрев охлаждающей жидкости двигателей внутреннего сгорания транспортных средств и агрегатов.

Принцип работы электрического предпускового подогревателя ДВС: при подключении подогревателя к сети переменного тока 220 В электронагрева-

тельный элемент (ТЭН), находящийся внутри корпуса, начинает нагревать охлаждающую жидкость. Нагретая жидкость поднимается и поступает сначала в выходной штуцер подогревателя и затем в рубашку охлаждения двигателя. Место нагретой жидкости занимает более холодная, поступающая из рубашки охлаждения через входной штуцер. Так устанавливается термосифонная циркуляция охлаждающей жидкости.

Предпусковой подогреватель имеет двойную степень защиты (рис. 2).

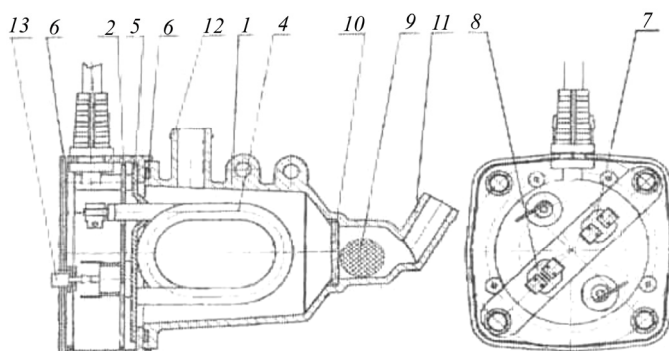


Рис. 2. Схема электрического подогревателя: 1 – корпус; 2 – основная крышка; 4 – ТЭН; 5 – стальной фланец; 6 – уплотнительное кольцо; 7 – терморегулятор; 8 – аварийный термовыключатель; 9 – шарик клапана; 10 – ограничитель хода шарика; 11 – входной штуцер; 12 – выходной штуцер; 13 – кнопка возврата термовыключателя

Встроенный во входной штуцер шариковый клапан препятствует выбросу нагретой жидкости во входной рукав в случае вскипания, а терморегулятор автоматически поддерживает температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах. Аварийный термовыключатель предотвращает выход из строя подогревателя при отсутствии в нем охлаждающей жидкости.

Ниже представлены технические данные электрического подогревателя двигателя.

Частота переменного тока	50 Гц
Потребляемая мощность	2 кВт
Напряжение	220 В
Температура отключения терморегулятора	85 °С
Температура включения терморегулятора	50 °С
Температура срабатывания аварийного термовыключателя	145 °С
Масса	1,9 кг

Преимущества электрического подогревателя:

- легкий запуск двигателя в любой мороз;
- увеличение ресурса двигателя в 1,5 раза из-за отсутствия холодного запуска;
- сокращение расхода топлива;

- компактность и простота в эксплуатации;
- запуск из кабины автомобиля;
- уменьшение количества вредных выбросов;
- долговечность в работе;
- низкая цена в сравнении с импортными аналогами;
- отечественные комплектующие.

*Расчет экономической эффективности.* В расчете используем рыночную стоимость подогревателя и стоимость электроэнергии.

$$P_{\text{эф}} = C_1 - C_2, \quad (1)$$

где  $P_{\text{эф}}$  – экономическая эффективность от использования подогревателя, руб.;  $C_1$  – затраты при запуске двигателя без использования электрического подогревателя, руб.,

$$C_1 = C_{\text{т}} t_{\text{з.д}} Q, \quad (2)$$

где  $C_{\text{т}}$  – стоимость топлива (принимаем 1 л ДТ = 25 руб.);  $t_{\text{з.д}}$  – количество дней использования подогревателя для запуска (количество зимних дней = 150 дней в год);  $Q$  – количество топлива для одного прогрева двигателя (по норме принимаем 5 л);

$$C_1 = 25 \cdot 150 \cdot 5 = 18\,750 \text{ руб.},$$

$C_2$  – затраты на разогрев двигателя с помощью электрического подогревателя, руб.,

$$C_2 = (C_{\text{э.э}} t_{\text{раз}} P t_{\text{з.д}}) + C_{\text{подогр}} + C_{\text{устан}}, \quad (3)$$

где  $C_{\text{э.э}}$  – стоимость 1 кВт/ч (принимаем 1 кВт/ч = 3 руб.);  $t_{\text{раз}}$  – время разогрева, ч;  $C_{\text{подогр}}$  – стоимость подогревателя (2000 руб.);  $C_{\text{устан}}$  – стоимость установки подогревателя (700 руб.);  $P$  – мощность подогревателя (1,5 кВт);

$$C_2 = (3 \cdot 0,5 \cdot 1,5 \cdot 150) + 2000 + 700 = 3037 \text{ руб.};$$

$$P_{\text{эф}} = 18\,750 - 3037 = 15\,713 \text{ руб.}$$

Экономическая эффективность составляет 15 713 руб. при ежедневной эксплуатации машин в зимний период. Расчеты произведены на примере УРАЛ-4320 с двигателем ЯМЗ-238.

Из паспортных данных подогревателя имеем гарантийную наработку 1000 моточасов. 1000 моточасов хватает на 2000 запусков двигателя в холодное время года. Из расчетов видим, что одного подогревателя хватит на 12 лет эксплуатации в Пермском крае (из расчетов 5 зимних месяцев).

Из технических данных, подогреватель при температуре окружающего воздуха  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  разогревает двигатель до  $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$  за 60 мин, т.е. за 30 мин двигатель разогреется до  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , чего достаточно для его эксплуатации под полной нагрузкой.

Эксплуатация двигателя с использованием электрического подогревателя продлевает моторесурс двигателя на 40 000 км за один год эксплуатации в Пермском крае, в случае если двигатель не оборудован штатным подогревателем.

Сравнительная характеристика затрат на различные типы энергоносителя при эксплуатации 50 единиц автомобиля Урал-4320

Тип энергоносителя	Сумма затрат на энергоноситель в сутки, руб.	Сумма затрат на энергоноситель за весь период обогрева (180 дней), руб.
Дизельное топливо	11 328,96	2039 212,80
Пар из системы АПТС	11 126,64	2039 212,80
Газ	2335,44	420 379,20
Электрическая энергия	972,00	174 960,00

Из вышеприведенной таблицы видно, что на сегодняшний день электрическая энергия является самым экономичным энергоносителем. Данная тема актуальна в связи с увеличением стоимости горючего.

Подогреватель двигателя прогревает двигатель и обеспечивает простой и комфортабельный запуск двигателя в холодные дни. Подогреватель двигателя помогает сберечь и деньги, и окружающую среду, так как прогретый двигатель расходует значительно меньше горючего, а его выхлопы содержат меньше вредных веществ. Подогреватель обладает высоким КПД, так как практически не затрачивает тепловую энергию на нагрев окружающей среды. Межремонтный ресурс цилиндро-поршневой группы увеличивается в 1,5–2 раза, что, в свою очередь, приводит к снижению себестоимости ремонта и технического обслуживания двигателя.

### Список литературы

1. Техническое обеспечение подразделений МВД РФ: учебник. – Ч. 2. – Пермь: Стиль-МГ, 2001.
2. Эксплуатация армейских машин: учебник. – М: Воениздат, 1978.
3. Подчинок В.М. Эксплуатация военной автомобильной техники. – Рыбинск: РДП, 2000.

# ПРОБЛЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В МКПП С КОНУСНЫМИ ИНЕРЦИОННЫМИ СИНХРОНИЗАТОРАМИ

**С.В. Клеменов**

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Россия

*Освещен поиск решения проблем включения передач в МКПП с конусными инерционными синхронизаторами, наблюдаемых у автомобилей с малым пробегом, а также у автомобилей, эксплуатирующихся при пониженных температурах на короткие дистанции в условиях городского режима. Одной из важнейших характеристик рабочего процесса включения передач является время синхронизации. Было установлено, что в заданных условиях на время синхронизации будут оказывать существенное влияние следующие факторы: эксплуатационный (вязкость масла); конструкционный (легкость удаления масла из области трения); производственный (полнота использования рабочих поверхностей трения синхронизирующего устройства).*

**Ключевые слова:** синхронизатор, время синхронизации, синхронизирующее устройство, рабочая поверхность трения, плавающие неисправности.

С каждым годом потребители предъявляют все более высокие требования к качеству продукции. Приобретая новый дорогой автомобиль, он рассчитывает, что тот всегда будет отвечать ожиданиям, но это не всегда так. У автомобиля возникают «плавающие неисправности», которые начинают оказывать негативное воздействие на эмоциональное состояние его владельца. Такие неисправности наиболее характерны для автомобилей зарубежного производства при их эксплуатации на территории России. В первую очередь это связано с тяжелыми условиями эксплуатации, характерными для большинства густонаселенных городов нашей страны; их не всегда может учесть автопроизводитель.

Затрудненное включение передач, проявляющееся в виде возрастания усилия на рычаге переключения КПП, также вызывает негативную реакцию у водителя. Был произведен анализ причин обращений в ряде пунктов технического обслуживания г. Перми: «КАМА-МОТОРС», «БАРС-АВТО», «ЭКС АВТО» «Альтранс». В результате с июня по декабрь 2011 года было выявлено порядка 36 обращений по данной проблеме. В 17 случаях проблема заключалась в механизме переключения передач. В остальных 19 – в неисправности самой МКПП. Из числа последних неисправностей на долю износа и поломок элементов синхронизирующего устройства пришлось около 10 обращений, и в 9 случаях причина возникновения данной проблемы была точно не выявлена.



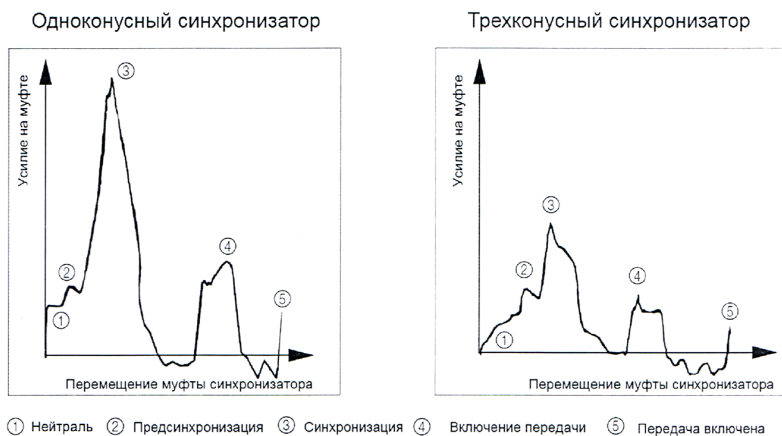
В большинстве случаев масло было залито в соответствии с техническими требованиями завода-изготовителя и было в хорошем техническом состоянии. Среди таких автомобилей оказались: Газ 31105 с 5-ступенчатой МКПП, Daewoo Matiz, Chevrolet Niva и др.

Объем выборки был мал, но можно предположить, что в действительности таких обращений гораздо больше.

Не менее важным может стать влияние легкости включения передач на безопасность движения, например при обгоне, когда требуется быстро ускориться, а для этого необходимо перейти на более низкую передачу.

Для того чтобы конкретизировать причины возникновения данной проблемы, был сделан анализ синхронизирующих устройств, рассмотрены режимы работы и условия эксплуатации.

Процесс включения передачи состоит из нескольких этапов. Самым значимым и требующим максимальных усилий на рычаге переключения является этап синхронизации (рис. 1) [1].



① Нейтраль ② Предсинхронизация ③ Синхронизация ④ Включение передачи ⑤ Передача включена

Рис. 1. Изменение усилия на муфте синхронизатора

Известно, что период синхронизации зависит от множества факторов:

1. Конструкционных:

- а) исполнения механизма;
- б) компоновочной схемы МКПП;
- в) передаточных чисел МКПП;
- г) передаточных чисел механизма выбора передач МКПП.

2. Эксплуатационных:

- а) силы сдвига на рычаге переключения передач;
- б) скорости движения.

Проблема затрудненного включения передач в механических КПП при низких температурах эксплуатации наиболее сильно выражена в коробках с многоконусными синхронизаторами у автомобилей с малым пробегом [1]. Так как проблемы включения проявляются в основном при пониженных темпера-

турах, то главным фактором, влияющим на легкость включения, будет вязкость масла. Низкая температура вызывает загустевание масла [3] (рис. 2), из-за чего в зоне трения может образовываться «масляный клин», и, вследствие так называемого жидкого трения, время синхронизации угловых скоростей муфты и зубчатого колеса будет увеличено. Увеличение времени синхронизации же приведет к изменению процесса включения передачи.

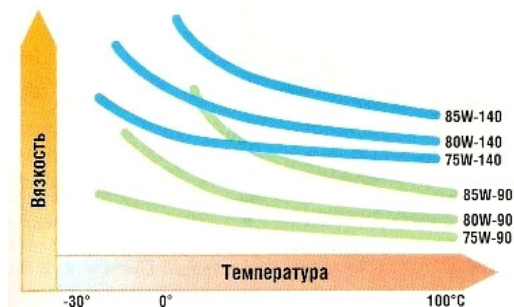


Рис. 2. Пример изменения вязкости некоторых видов трансмиссионных масел

Было рассмотрено, почему изменение вязкости масла наиболее сильно сказывается на работе именно многоконусных синхронизирующих устройств [1]. Для этого была исследована конструкция конусных инерционных синхронизирующих устройств. На рис. 3 приведены конструкции многоконусного и одноконусного синхронизирующих устройств.

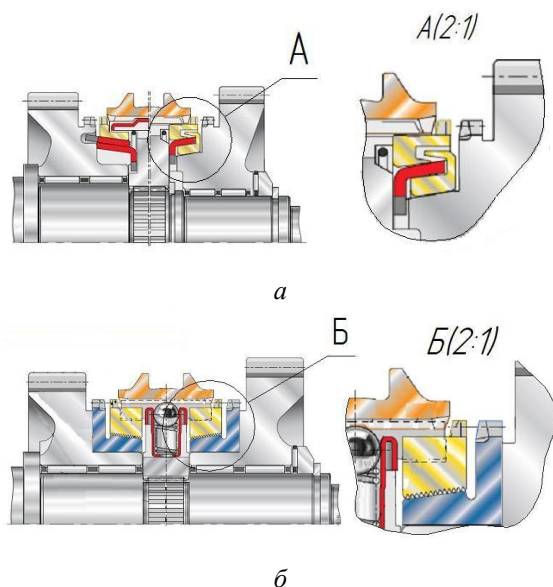


Рис. 3. Конструкция синхронизирующего устройства: *а* – конструкция многоконусного синхронизирующего устройства; *б* – конструкция одноконусного синхронизирующего устройства

Из рисунков видно, что многоконусные синхронизирующие устройства имеют конструкцию, затрудняющую маслоотвод из зоны трения. Это может сильно сказываться на режимах включения передач при изменении вязкости масел.

Далее в работе были рассмотрены возможные причины плохого включения передач у автомобилей с малым пробегом.

Ответ на этот вопрос, вероятнее всего, кроется в неполном использовании рабочих поверхностей трения синхронизирующего устройства (рис. 4) [4].

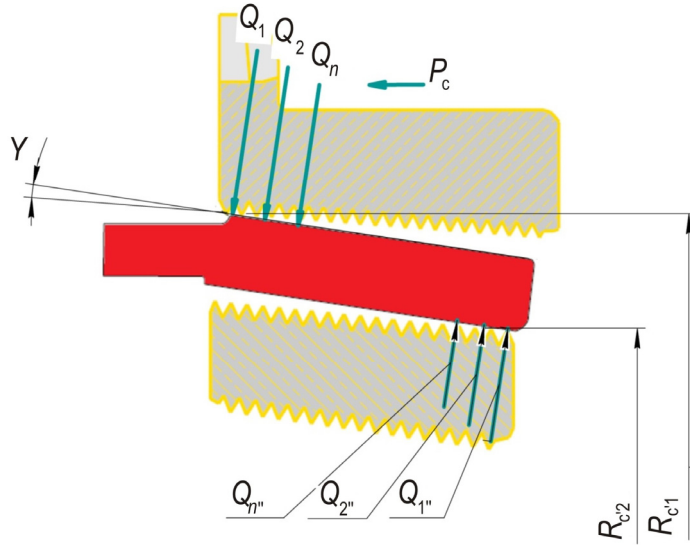


Рис. 4. Многоконусный синхронизатор

Такое явление может возникать:

- при большом допуске угла и высоком модуле упругости всех элементов трения;
- невысокой точности изготовления.

Уменьшение площади синхронизации будет вызывать явление, когда все удельное давление будет концентрироваться только лишь на этой площади (рис. 4), что, в свою очередь, приведет к смещению среднего радиуса синхронизации.

Ниже приведена зависимость синхронизирующего момента в многоконусном инерционном синхронизаторе от средних радиусов поверхностей трения [2]:

$$M_c = \frac{\mu P_c}{\sin \gamma} (R_{c_1} + R_{c_2} + R_{c_3}),$$

где  $R_{c_{1,2,3}}$  – средний радиус конусных поверхностей трения;  $P_c$  – текущее значение осевой силы прижатия конусов синхронизатора;  $\gamma$  – угол конуса синхронизатора;  $\mu$  – коэффициент трения;  $Q_{1,2,n}$  – поперечные усилия.

Как видим, изменение радиуса синхронизации будет сильно влиять на момент синхронизации.

Также неполное использование рабочих поверхностей трения будет вызывать быстрый износ и уменьшение шероховатости поверхности синхронизатора. Уменьшение шероховатости приведет к падению коэффициента трения и, как следствие, к увеличению времени синхронизации [4].

Было также сделано предположение, что удельное давление, концентрирующееся на малой площади, может вызвать более быстрое изменение температуры на ней и тем самым повлиять на коэффициент трения. Но впоследствии от него отказались ввиду того, что при сухом трении невозможно падение коэффициента ниже значения, необходимого для эффективной работы механизма.

Таким образом, наличие «плавающих неисправностей» в современном автомобиле является неприятным как для дилера, так и для клиента. Наиболее вероятной причиной возникновения плавающих неисправностей МКПП является повышенная вязкость масла на режиме городского цикла и недостаточная точность изготовления элементов синхронизирующего устройства.

В дальнейшем в работе планируется более подробно рассмотреть каждый из факторов и произвести их ранжирование.

### Список литературы

1. Петухов М.Ю., Галкин Б.В. О легкости включения передач и недостатках ступенчатых коробок с многоконусными синхронизаторами // Вестник ПГТУ. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности. – Пермь, 2011. – № 1. – С. 91–96.
2. Красеньков В.И. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. – М.: Машиностроение, 1967. – 195 с.
3. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. – М.: Форум, 2007. – 297 с.
4. Промежуточные кольца для синхронизирующих систем. – Германия: Автомобильный информационный продукт API 06 US-D, 2007. – 30 с.

# ОЦЕНКА СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТАДИИ ПРОИЗВОДСТВА

**А.Х. Машекенова**

Восточно-Казахстанский государственный технический университет  
им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск, Казахстан

*Рассмотрены вопросы интегральной оценки системы поддержания эксплуатационной надежности автомобилей на стадии производства. Изложены интегрированные подходы к решению сложных социально-экономических вопросов в системе менеджмента качества производства автомобилей, для их решения предложено использовать положения теории нечетких множеств, метод экспертных оценок.*

**Ключевые слова:** надежность автомобиля, экспертные оценки, бизнес-процессы, система менеджмента качества, горизонтальная и вертикальная интеграция.

Надежность автомобиля является одним из основных эксплуатационных показателей его качества. Уровень качества закладывается на этапах проектирования и производства и поддерживается в процессе эксплуатации. Забота о качестве и надежности автомобиля начинается с технического задания на проектирование и продолжается до списания.

На любой стадии надежность достигается комплексом соответствующих мероприятий и оформляется планом. Планы работ по обеспечению надежности могут иметь различную форму и степень детализации. При составлении плана стремятся охватить основные этапы, которые проходит автомобиль: подготовка исходных данных и формирование технического предложения, проектирование и создание опытных образцов, производство, организация подконтрольной эксплуатации; анализ и оценка данных в интересах обеспечения надежности; испытания на надежность. Кроме того, учитываются обратные связи. В упрощенном виде один из многих возможных вариантов для стадии проектирования представлен на рис. 1.

Часто предприятия разрабатывают схемы комплексного обеспечения надежности изделия применительно к своим условиям. Это могут быть детализированные и разветвленные схемы, поскольку обеспечение надежности – это обеспечение качества продукции, затрагивающее большинство цехов, отделов и служб предприятия [1].

Эксплуатационное качество в целом и надежности в частности зависит от множества системно взаимосвязанных факторов. Известная системная мо-

дель, а именно, «автомобиль – водитель – дорога – среда» [1] в современных условиях не учитывает новых требований к автомобилю – его конкурентоспособности в сравнении с множеством типов и марок подобной продукции, представленной на рынке. В этой ситуации возникает необходимость более расширенного понимания и реализации на практике системного подхода.

Во-первых, широкое внедрение стандарта качества ISO 2008 коренным образом меняет структурные представления о системе и предлагает рассматривать систему в динамике, как совокупность бизнес-процессов [2].



Рис. 1. Вариант качественной модели обеспечения надежности изделия на стадии проектирования

Во-вторых, в настоящее время во многих сферах довольно продуктивно эксплуатируется методология горизонтальной и вертикальной интеграции. Горизонтальная интеграция предполагает развитие бизнес-процессов в сторону однородных технологий. Вертикальная интеграция предусматривает появление в системе новых, до этого несвойственных ей бизнес-процессов. В данном случае одним из вариантов вертикальной интеграции может рассматри-

ваться процесс обучения водителей на производимых заводом марках автомобилей, что реально повысит эффективность рекламной деятельности предприятия, и создание сети станций технического обслуживания собственной продукции, что уже широко практикуется во всем мире. Качественное обучение водителей в специально созданных заводом привлекательных условиях на новой технике непременно в дальнейшем повысит эксплуатационную надежность производимых и реализуемых типов автомобилей.

Одним из первых этапов проектирования и внедрения системы менеджмента качества является разработка структурно-функциональной модели бизнес-процессов предприятия в IDEF-методологии [3]. Выявление, ранжирование по степени важности совокупности бизнес-процессов рекомендуется осуществлять методами экспертных оценок [4].

Экспертное ранжирование в предлагаемом варианте использует метод анонимного опроса. Данный метод предполагает анкетирование экспертов с целью балльной оценки конкурирующих вариантов, а также на предмет взаимной оценки компетентности экспертов. Поэтому, после того как будет сформирована группа управления экспертизой и выбора персонального состава группы экспертов, для анонимного опроса экспертов должны быть подготовлены две анкеты. В первой анкете описывается то, что подлежит ранжированию, т.е. бизнес-процессы исследуемого предприятия. А во второй анкете предлагается формат взаимной оценки компетентности каждого эксперта.

Вектор горизонтальной интеграции производства автомобилей содержит десять основных бизнес-процессов: исследование рынка (маркетинг), заключение контракта (договора), подготовка производства, закупки, сборка автомобилей, испытания и контроль, хранение и сбыт, управление устройствами мониторинга и измерений, управление персоналом, менеджмент, анализ и непрерывное улучшение СМК.

Экспертам предлагалось определить значимость каждого из процессов в порядке убывания. Далее процессы именовались вариантами:

V1 – Исследование рынка (маркетинг).

V2 – Заключение контракта (договора).

V3 – Подготовка производства.

V4 – Закупки.

V5 – Сборка автомобилей.

V6 – Испытания и контроль.

V7 – Хранение и сбыт.

V8 – Управление устройствами мониторинга и измерений.

V9 – Управление персоналом.

V10 – Менеджмент, анализ и непрерывное улучшение СМК.

Результаты анкетирования внесены в табл. 1. Результаты взаимооценки компетентности экспертов по десятибалльной шкале также сведены в отдельную таблицу.

На первом этапе обработки результатов экспертизы осуществляется перевод абсолютных балльных оценок в ранговые. При этом максимальному баллу в строке присваивается первый ранг, второму по величине баллу присваивается второй ранг и т.д.

Таблица 1

Результаты анкетирования

Номер эксперта	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10
Эксперт 1	60	43	75	20	100	80	10	35	55	90
Эксперт 2	70	30	10	87	80	45	55	65	15	96
Эксперт 3	20	65	80	43	50	23	60	45	15	30
Эксперт 4	50	20	60	25	95	70	15	40	85	80
Эксперт 5	17	34	28	70	30	10	85	74	69	21
Эксперт 6	15	60	70	30	100	55	20	76	65	90

Далее осуществляется проверка на совпадение мнений экспертов. Для этой цели используется ранговый коэффициент корреляции Спирмена, который вычисляет степень связи между ранговыми оценками двух экспертов. Необходимо вычислить коэффициент корреляции Спирмена между всеми экспертами, участвующими в анкетировании:

$$P_{1,2} \cdot P_{1,3} \cdot P_{1,4} \cdot P_{1,5} \cdot P_{1,6} \cdot P_{2,3} \cdot P_{2,4} \cdot P_{2,5} \cdot P_{2,6} \cdot P_{3,4} \cdot P_{3,5} \cdot P_{3,6} \cdot P_{4,5} \cdot P_{4,6} \cdot P_{5,6}.$$

Коэффициент корреляции лежит в пределах от  $-1$  до  $1$ . Если  $\rho = 1$ , то связь полная, функциональная. Если  $\rho = 0$ , то связь полностью отсутствует. Если  $\rho$  от  $-0,1$  до  $-1$ , то мнения экспертов противоположны.

Тогда, например, коэффициент корреляции между первым и вторым экспертом будет

$$\rho_{1,2} = 1 - \frac{6 \cdot [(5-4)^2 + (7-8)^2 + (4-10)^2 + (9-2)^2 + (1-3)^2 + (3-7)^2 + (10-6)^2 + (8-5)^2 + (6-9)^2 + (2-1)^2]}{10^3 - 10} \approx 0,1;$$

$$\rho_{1,3} = 1 - \frac{6 \cdot [(5-9)^2 + (7-2)^2 + (4-1)^2 + (9-6)^2 + (1-4)^2 + (3-8)^2 + (10-3)^2 + (8-5)^2 + (6-10)^2 + (2-7)^2]}{10^3 - 10} \approx -0,2;$$



$$\rho_{1,4} = 1 - \frac{6 \cdot [(5-6)^2 + (7-9)^2 + (4-5)^2 + (9-8)^2 + (1-1)^2 + (3-4)^2 + (10-10)^2 + (8-7)^2 + (6-2)^2 + (2-3)^2]}{10^3 - 10} \approx 0,8;$$

$$\rho_{1,5} = 1 - \frac{6 \cdot [(5-9)^2 + (7-5)^2 + (4-7)^2 + (9-3)^2 + (1-6)^2 + (3-10)^2 + (10-1)^2 + (8-2)^2 + (6-4)^2 + (2-8)^2]}{10^3 - 10} \approx -0,8;$$

Вычислив все пары коэффициентов корреляции, сводим их в единую корреляционную матрицу, которая имеет следующий вид:

Корреляционная матрица

	Эксперт 1	Эксперт 2	Эксперт 3	Эксперт 4	Эксперт 5	Эксперт 6
Эксперт 1	1	0,1	-0,2	0,8	-0,8	0,6
Эксперт 2	0,1	1	-0,3	0,08	-0,03	0,1
Эксперт 3	-0,2	-0,3	1	-0,4	0,3	0,2
Эксперт 4	0,8	0,08	-0,4	1	-0,5	0,6
Эксперт 5	-0,8	-0,03	0,3	-0,5	1	-0,04
Эксперт 6	0,6	0,1	0,2	0,6	-0,04	1

Эта матрица симметрична относительно главной диагонали. Результаты корреляционного анализа показывают вполне удовлетворительное совпадение мнений экспертов.

Используя результаты второй анкеты, вычисляют коэффициенты компетентности экспертов, которые находят по формуле

$$K_i = \frac{\sum_{i=1}^m K_i X_i}{\sum_i K_i}, \quad (1)$$

где  $K_i$  – коэффициент компетентности эксперта;  $X_i$  – сумма оценок эксперта;  $m$  – количество экспертов.

Так, коэффициент компетентности первого эксперта

$$K_1 = \frac{100 + 50 + 80 + 90 + 99 + 10}{6} = 71,5.$$

Результаты оценок коэффициентов компетентности приведены ниже.

Далее, используя формулу (1), находят коллективную оценку в баллах каждого из вариантов с учетом компетентности экспертов. Затем проставляется каждому варианту соответствующий ему ранг. В данной задаче вариант под номером 5 имеет самый высокий бал, следовательно, он получает ранг 1, десятый вариант получает ранг 2, восьмой вариант получает ранг 3 и т.д.

## Взаимная оценка компетентности экспертов

	Эксперт 1	Эксперт 2	Эксперт 3	Эксперт 4	Эксперт 5	Эксперт 6
Эксперт 1	100	43	58	85	99	25
Эксперт 2	50	100	65	10	45	55
Эксперт 3	80	90	100	40	60	90
Эксперт 4	90	85	95	100	20	40
Эксперт 5	99	70	60	55	100	90
Эксперт 6	10	40	90	22	45	100
$K_i$	71,5	71,33	78	52	61,5	66,67

Интегрированная оценка качества системы бизнес-процессов может быть осуществлена несколькими методами [2]. Одним из наиболее перспективных методов, который находит все большее распространение, является теория нечетких множеств [4].

Система поддержания эксплуатационной надежности автомобилей (СПЭНА) является динамическим многофакторным процессом. Оценка качества данного процесса представляет собой как в теоретическом, так и в практическом плане довольно сложную задачу в связи с ее многокритериальностью и недетерминированностью. Конечной целью при построении подобной системы является ее эффективность, вследствие чего возникает необходимость оптимизации технико-экономических показателей проектируемого технологического рабочего процесса в реальных условиях. Использование классических методов оптимизации для решения этой задачи мало приемлемо, так как эксплуатационные условия и требования к данной системе относятся к классу нечетких. В последнее время для решения подобных задач довольно продуктивно используется теория нечетких множеств [4]. Тогда критерии эффективности и параметры системы следует рассматривать как нечеткие – лингвистические переменные, которые описываются с учетом требований нечеткой логики следующим образом: лингвистическая переменная «Уровень качества технологического процесса». Данный критерий содержит в себе три термина (рис. 2).

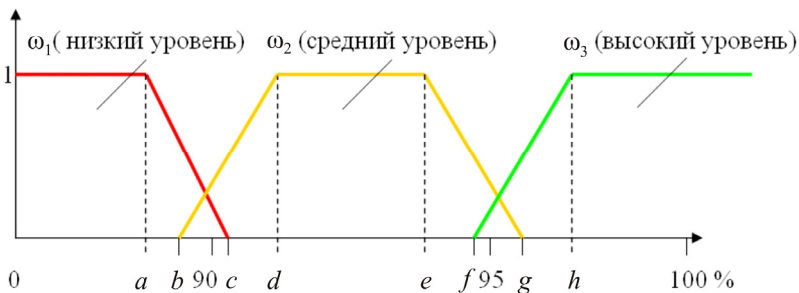


Рис. 2. Уровень технологического процесса

Для оценки интегральной характеристики как всего процесса, так и его отдельных составляющих, а именно лингвистических переменных и термов, необходимо определить их «вес». Для оценки «веса» в подобных случаях используют, как правило, экспертные методы [5].

На первом этапе экспертной оценке нами были подвергнуты термы всех критериев. Ниже приведен один пример экспертизы термов критерия «Уровень технологического процесса».

Лингвистическая переменная «Уровень технологического процесса» содержит три термина: низкий уровень технологического процесса; средний уровень технологического процесса; высокий уровень технологического процесса. Результаты экспертизы термов рассматриваемого критерия приведены в табл. 2, где использованы следующие обозначения:  $B_1$  – низкий уровень технологического процесса;  $B_2$  – средний уровень технологического процесса;  $B_3$  – высокий уровень технологического процесса;  $K_i$  – коэффициент компетентности экспертов;  $A_j$  – коллективная оценка каждого из термов без учета компетентности экспертов;  $A_{jp}$  – ранговая оценка термов без учета компетентности экспертов;  $B_j$  – коллективная оценка каждого из термов с учетом компетентности экспертов;  $B_{jp}$  – ранговая оценка термов, с учетом компетентности экспертов.

Таблица 2

Результаты экспертизы термов критерия  
«Уровень технологического процесса»

	$K_i$	$B_1 (\omega_1)$	$B_2 (\omega_2)$	$B_3 (\omega_3)$
Эксперт 1	71,5	0,108695652	0,35326087	0,538043478
Эксперт 2	71,3333333	0,4	0,222222222	0,377777778
Эксперт 3	78	0,193370166	0,320441989	0,486187845
Эксперт 4	52	0,031055901	0,347826087	0,621118012
Эксперт 5	61,5	0,5	0,375	0,125
Эксперт 6	66,6666667	0,11682243	0,41588785	0,46728972
$A_j$		0,224990691	0,339106503	0,435902806
$A_{jp}$		3	2	1
$B_j$		0,228281831	0,336607961	0,435110208
$B_{jp}$		3	2	1

Аналогично оценивается вес и самих критериев  $X_j$ .

Тогда результат нечеткой оценки контролируемого критерия  $X_j$  (допустим  $X_1$ ) может быть выражен следующим образом:

$$Y_1 = x_1 \frac{B_{11}z_{11} + B_{12}z_{12}}{B_{11} + B_{12}}, \quad (2)$$

где  $B_{11}$  (в дальнейшем  $B_{ji}$ ) – «вес» первого термина –  $i$ , первого критерия –  $j$ ;  $B_{12}$  – «вес» второго термина, первого критерия;  $x_1$  – измеренное значение 1-го критерия.

рия;  $z_{11}$  – степень принадлежности  $x_1$  к первому терму;  $z_{12}$  – степень принадлежности  $x_1$  ко второму терму.

Интегральная оценка качества всего процесса поддержания эксплуатационной надежности автомобилей будет определяться выражением

$$Q = \frac{\sum V_j Y_j}{\sum V_j}, \quad (3)$$

где  $j$  – порядковый номер критерия  $X$ ;  $V_j$  – вес  $j$ -го критерия.

Оценка качества системы поддержания эксплуатационной надежности автомобилей должна носить форму мониторинга в автоматизированном режиме контроля. Интегральная оценка в пространстве  $j$ -го количества критериев в графической интерпретации представляет собой поверхность нечеткого вывода для всех лингвистических переменных, которую можно наблюдать при наличии соответствующего программного обеспечения.

### Список литературы

1. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель – автомобиль – дорога – среда. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.
2. Вендров А.М. CASE-технологии. Современные методы и средства проектирования информационных систем. – М.: Финансы и статистика, 1998. – 170 с.
3. Ларичев О.И. Теория и методы принятия решений. – М.: Логос, 2000. – 296 с.
4. Заде Л.А. Основы нового подхода к анализу сложных систем и процессов принятия решений // Математика сегодня. – М.: Знание, 1974. – С. 5–49.
5. Китаев Н.Н. Групповые экспертные оценки. – М.: Знание, 1975. – 58 с.

# СОДЕРЖАНИЕ СБОРНИКОВ КОНФЕРЕНЦИИ

## ТОМ 1. МОДЕРНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ

### Раздел 1.1. Наземные транспортно-технологические комплексы

1. Кульгильдинов М.С., Козбагаров Р.А., Таран М.В. Процессы взаимодействия рабочих органов землеройных машин со средой (г. Алматы, **Казахстан**)
2. Катаргин В.Н., Писарев И.С., Хмельницкий С.В. Методика проведения экспериментальных исследований в задачах оценки уровня надежности агрегатов транспортно-технологических машин (г. Красноярск)
3. Щербаков А.С., Курилов Е.В., Гаг Я.В. Метод расчета сопротивления копанью полусферическим отвалом бульдозера (г. Ярославль)
4. Курилов Е.В. Экспериментально-аналитическая модель косо́го резания грунта дисковым ножом (г. Ярославль)
5. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Красавин С.Ю., Товмасын Э.И. Выявление мест установки противoadгезионных устройств на основе прочностного анализа ковша экскаватора (г. Братск)
6. Козориз С.Е., Третьякова Т.И. Исследование тепловой нагруженности тормозов механизма поворота гусеничного бульдозера (г. Павлодар, **Казахстан**)
7. Добрецов Р.Ю., Семёнов А.Г. О снижении перепадов нормальной реакции при качении гу-сеничного движителя (г. Санкт-Петербург)
8. Добрецов Р.Ю. Определение основных параметров пневматической гусеницы (г. Санкт-Петербург)
9. Савельев С.В., Лашко А.Г. Методика эмпирического определения реологии адаптивного рабочего органа дорожного катка (г. Омск)
10. Вахрушев С.И., Манн С.В. Методика функционально-структурного подхода при изучении гидропривода транспортных машин (г. Пермь)
11. Мырзахметов Б.А., Кадыров Ж.Н., Кульгильдинов М.С. Влияние динамических свойств двигателя строительно-дорожной машины на его эксплуатационные и технологические показатели (г. Алматы, **Казахстан**)
12. Макушев Ю.П., Жингель Д.С. Стенд для диагностики и испытания агрегатов наддува (г. Омск)
13. Даренский А.Н. Система для измерений перемещений пути (г. Харьков, **Украина**)
14. Чуркина О.И. Адаптационное управление течением в пограничном слое в задаче снижения сопротивления трения транспортных средств (г. Алматы, **Казахстан**)
15. Чуркина О.И. Математическая модель обтекания продольных микрориблетов в задаче уменьшения аэродинамического сопротивления трения транспортных средств (г. Алматы, **Казахстан**)
16. Сопегин Д.В., Ериков А.П. Анализ структурных изменений при функционировании трубопроводного соединения «Раструб» (г. Пермь)
17. Сапцин В.П., Лаврентьев Б.Ф., Турецких С.О. Рациональные режимы движения камеры транспортного судоподъемника для перевозки грузов (г. Йошкар-Ола)

18. Гурьянов Г.А. Некоторые тенденции в совершенствовании центробежных очистителей рабочих жидкостей (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)
19. Громов И.М., Янковский Л.В., Волков Г.Н. Позиционирование бурового инструмента при ГНБ (г. Пермь)
20. Шаповалов А.И., Кравченко Е.А., Радченко А.Э. Проходимость и устойчивость гусеничной строительной машины (г. Краснодар)
21. Жандарбекова А.М. Практика эксплуатации одноковшовых фронтальных погрузчиков в восточно-казахстанской области (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)
22. Шаповалов А.И., Кравченко Е.А., Радченко А.Э. Особенности динамики и устойчивости гусеничной транспортной системы в горных условиях эксплуатации (г. Краснодар)
23. Кравченко Е.А., Шаповалов А.И. Прогрессивный способ производства земляных работ транспортного строительства в горных условиях (г. Краснодар)
24. Водченко О.П. Экономичный автоматизированный гусеничный движитель Adaptiv для промышленных суперкомплексов (г. Харьков, **Украина**)
25. Гурьянов Г.А., Дудкин М.В. Выбор способа и разработка оборудования для борьбы с зимней скользкостью на автомобильных дорогах (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)
26. Карташов А.А., Проскурин А.И., Симакина Г.Н., Смирнов Н.В., Бизиков В.В. Переработка шин и их элементов (г. Пенза)
27. Гвоздев А.В., Расщупкин В.П., Акимов В.В., Баязитов Р.Б. Повышение свойств быстрорежущей стали для режущего инструмента (г. Омск)
28. Расщупкин В.П., Пивоваров А.Д., Маркин П.П. Разработка компьютерной модели для получения новых составов аустенитных сталей (г. Омск)
29. Кулаев К.П., Трапезников Ю.Ф. Беспламенное горение газа на пористой пластине (г. Пермь)
30. Кузьмин Ю.А., Тайхриб Д.А. Восстановление осевых усилий в резьбовых соединениях (г. Ульяновск)
31. Трошин Д.И., Прусов А.Ю., Тарасова Н.Е. К вопросу очистки дворов и тротуаров от наледи (г. Ярославль)

## **Раздел 1.2. Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования**

32. Ахметов Б.А., Мырзахметов Б.А., Кадыров Ж.Н. Новая конструкция роторного двигателя внутреннего сгорания (г. Алматы, **Казахстан**)
33. Поторочин А.С., Филькин Н.М. Разработка функциональной схемы комбинированной энер-госиловой установки на топливных элементах (г. Ижевск)
34. Имангулов А.Р., Филькин Н.М., Музафаров Р.С., Терехов А.С. Математическое моделирование режима трогания гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы (г. Ижевск)
35. Вахрушев С.И., Лядов Б.В. Изучение генераторной установки автомобиля на основе функционально-структурного подхода (г. Пермь)
36. Тарасов С.В., Филькин Н.М. Влияние режима торможения на рекуперацию кинетической энергии (г. Ижевск)

37. Гущин А.С., Морозов Е.А. Использование канонического метода интегрирования в моделировании колебаний автомобиля (г. Чайковский)
38. Белых К.В., Филькин Н.М. К вопросу расчета маховичных накопителей кинетической энергии (г. Ижевск)
39. Маливанов М.В., Хмелев Р.Н. Разработка методики проектировочных расчетов поршневых двигателей внутреннего сгорания (г. Тула)
40. Поезжаева Е.В., Смолоногин П.В. Функциональные особенности расчета планетарных и волновых редукторов в автоматических коробках передач (г. Пермь)
41. Ившин К.С., Романов А.Р. Современные компоновочные факторы в эргономическом моделировании индивидуальных транспортных средств городского назначения (г. Ижевск)
42. Верняев М.А., Филькин Н.М., Терехов А.С. Исследование напряженно-деформированного состояния шарового шарнира легкового автомобиля (г. Ижевск)
43. Мазур В.В. Энергоэффективность безопасных пневматических шин при движении автомобиля по неровной дороге (г. Братск)
44. Умняшкин В.А., Полозов А.В., Ившин К.С. Оптимизация проектных параметров легкового автомобиля на этапе дизайн-проектирования (г. Ижевск)
45. Ширинкина Ю.А. Сравнительный анализ расчетных показателей работы двигателя КАМАЗ 740.62-280 при работе на нефтяном дизельном топливе и на биодизеле (г. Пермь)
46. Шивцев А.П. Методы определения мощностных характеристик силовых установок легковых автомобилей в условиях эксплуатации (г. Челябинск)
47. Никитин А.Н., Хусаинов А.Ш. Энергопоглощающие элементы в конструкции лонжеронов современных автомобилей (г. Ульяновск)
48. Свиридов Е.В., Фёдоров Р.Ю. К вопросу торможения полноприводного автомобиля с проскальзыванием шин в контакте с опорной поверхностью (г. Пермь)
49. Макушев Ю.П., Филатов А.В., Михайлова Л.Ю. Методика диагностики топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и движения иглы (г. Омск)
50. Лунегов М.А. Тестер для проверки исправности систем зажигания с датчиком Холла (г. Пермь)
51. Сушенцев С.Н., Иванов А.И., Гараев С.Х. Средства запуска двигателя в условиях низких температур (г. Пермь)
52. Клеменов С.В. Проблемы включения передач в МКПП с конусными инерционными синхронизаторами (г. Пермь)
53. Машекенова А.Х. Оценка системы поддержания надежности автомобилей на стадии производства (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)

## **ТОМ 2. МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ**

### **Раздел 2.1. Сервис транспортно-технологических машин и оборудования**

1. Акчурин А.Г., Баубеков Е.Е. Сравнительные перспективы энергосбережения в автотранспорте республики Казахстан (г. Алматы, **Казахстан**)
2. Ширлин И.И., Дорошенко С.В. Влияние режима эксплуатации двигателя на надежность моторного масла (г. Омск)

3. Карташов А.А., Проскурин А.И., Москвин Р.Н. Диагностика и ремонт инжекторных двигателей (г. Пенза)
4. Иванов А.И., Тарасов А.С. Приведение аккумуляторных батарей в рабочее состояние при эксплуатации автомобиля (г. Пермь)
5. Косолапов О.А., Сушенцев С.Н., Иванов А.И., Старикова Ю.Н. Влияние добавок к моторному маслу на эксплуатационные характеристики двигателя автомобильной техники (г. Пермь)
6. Ионов В.В. Оценка показателей надежности автомобилей КАМАЗ, эксплуатируемых в условиях Северо-Востока (г. Магадан)
7. Тарасов А.С. Влияние дорожных и климатических условий на эксплуатацию автомобильной техники (г. Пермь)
8. Чечумаев Д.А., Курилов Е.В. Механизация очистки городских дорог от грунтовых наносов (г. Ярославль)
9. Глебов В.А., Кривошеев М.В. Особенности эксплуатации аккумуляторных батарей на военной технике в зимний период (г. Пермь)
10. Смирнов М.Ю. Экономическая эффективность вывозки лесоматериалов звеньями автопоездов (г. Йошкар-Ола)
11. Морозов В.Н. Об определении положения автомобиля по данным спутниковой навигации (г. Омск)
12. Горбунов А.А., Дмитренко В.М., Попов А.В. Перспективы развития рынка автоуслуг в Российской Федерации (г. Пермь)
13. Поспелов П.И., Тимочкин А.В., Горячев М.Г. О начале работы экспертного совета по повышению инновационности государственных закупок в транспортном комплексе (г. Москва)
14. Шаповалов В.В., Шиляев С.А. Обзор методов повышения конкурентоспособности предприятий автосервисного обслуживания (г. Ижевск)
15. Паули Н.В., Обшивалкин М.Ю. Влияние стратегий автотранспортных предприятий на надежность подвижного состава (г. Ульяновск)
16. Шутов А.М., Шиляев С.А. Обоснование определения характера недостатка транспортного средства в период гарантийного обслуживания (г. Ижевск)
17. Веремеенко Е.Г. Моделирование системы управления запасами на транспорте (г. Ростов)
18. Науменко М.А. Учет рисков при оценке эффективности управления транспортно-логистическим центром (г. Краснодар)
19. Моргунов В.А., Цимберов Д.М. Направления исследований оценки эффективности функционирования системы управления эксплуатацией автомобильной техники (г. Пермь)

## **Раздел 2.2. Организация перевозок и управление на транспорте**

20. Логвиненко П.А. Использование ЭВМ при проектировании систем координированного управления дорожным движением (г. Павлодар, **Казахстан**)
21. Пугачёв И.Н. Экономические и технологические условия совершенствования транспортной системы Российской Федерации и возможности ее международной интеграции (г. Хабаровск)
22. Юшков Б.С., Бургонутдинов А.М., Юшков В.С., Сабурова В.А. Влияние северного транспортного потока на экономику России (г. Пермь)



23. Альметова З.В., Ларин О.Н. Перспективы развития российских транспортных коридоров (г. Челябинск)
24. Лизунов А.В. Маленькие транспортные проблемы крупных городов (г. Курган)
25. Третьякова П.А., Клевеко В.И. Современные подходы к проектированию транспортных систем городских территорий (г. Пермь)
26. Коновалова Т.В., Борисенко Д.А. Методы повышения безопасности и скорости сообщения городского пассажирского транспорта (г. Краснодар)
27. Сенин И.С. Методы маршрутизации грузовых автомобильных перевозок в городах (г. Краснодар)
28. Корневский В.В., Катылевская М.В. Анализ состояния уровней загрузки улично-дорожной сети города Краснодара (г. Краснодар)
29. Сорокин С.В., Крамаров Е.Г. Проблемы и перспективы развития коммерческого транспорта в г. Омске (г. Омск)
30. Кажав А.А., Ларин О.Н. Типология маршрутных схем городского пассажирского транспорта (г. Челябинск)
31. Корчагин В.А., Ризаева Ю.Н. Управление грузодвижением в городе с использованием светофорного регулирования (г. Липецк)
32. Кравченко Е.А., Кравченко А.Е., Барсегян А.Р. Совершенствование системы перевозочных процессов пассажирским автомобильным транспортом при проведении массовых мероприятий (г. Краснодар)
33. Коновалова Т.В., Антонова О.Н. Обоснование эффективности организации автомобильных стоянок в городах (г. Краснодар)
34. Влацкая И.В., Баранов Д.А., Исхаков М.М., Рассоха В.И. Применение методов кластерного анализа для выбора оптимальных характеристик остановочных пунктов (г. Оренбург)
35. Борщенко Я.А., Димова И.П. Совершенствование практической методики определения оптимального количества пассажирских маршрутных транспортных средств (г. Курган)
36. Кравченко Е.А., Десятков Я.М., Барсегян А.Р. Анализ результатов обследования использования легковых автомобилей-такси и автомобилей повышенной проходимости при обслуживании пассажиров курортных районов муниципального образования Большие Сочи (г. Краснодар)
37. Поздняков М.Н., Феофилова А.А., Мирончук А.А., Фиалкин В.В. Восстановление матриц корреспонденций анкетным методом (г. Ростов)
38. Шраменко Н.Ю. Формализация процесса функционирования грузового терминала (г. Харьков, **Украина**)
39. Манойлин А.А. Автоматизированная система мониторинга пассажиропотоков на муниципальном унитарном предприятии «Пермгорэлектротранс» (г. Пермь)
40. Грановский В.А., Чигарькова Е.Ю. Автоматизированная система управления дорожным движением (АСУДД) (г. Краснодар)
41. Каменских Е.М., Боговявленский Н.А. Необходимые тенденции авиасообщения в Перми и Пермском крае. Пути возможного развития (г. Пермь)
42. Борисов А.С., Краснов Е.С. Анализ существующих методов определения фактической интенсивности движения на автомобильных дорогах (г. Пермь)
43. Остапчук А.К., Симонов А.М., Харин В.В. О пропускной способности автомобильных дорог (г. Курган)

### Раздел 2.3. Организация и безопасность движения

44. Псюрник В.А., Шаповалов А.Л., Бондар Т.В. Анализ ДТП по условиям неудовлетворительного содержания автомобильных дорог (г. Киев, **Украина**)
45. Гилева А.Г., Задворнов В.Ю. Современное состояние уровня безопасности дорожного движения на дорогах Пермского края (г. Пермь)
46. Скрынник А.М., Семчугова Е.Ю. Информационное обеспечение надзорной деятельности в сфере транспортной безопасности (г. Ростов-на-Дону)
47. Сидорова А.Г. Анализ детского дорожно-транспортного травматизма (г. Новокузнецк)
48. Гилева А.Г., Задворнов В.Ю. Инструмент оценки аварийности на основе программно-целевого подхода (г. Пермь)
49. Близначенко С.С. Теоретические основы совершенствования метода коэффициентов аварийности (г. Краснодар)
50. Близначенко С.С., Крапивина Е.А., Оветченко А.Р. Уточнение значений некоторых частных коэффициентов аварийности (г. Краснодар)
51. Коновалова Т.В., Запривода А.В. Критерии оценки эффективности работы по безопасности движения на предприятиях автомобильного транспорта (г. Краснодар)
52. Котенкова И.Н. Методы повышения безопасности объектов транспортной инфраструктуры (г. Краснодар)
53. Коновалова Т.В. Оптимизация скорости движения транспортных средств для повышения безопасности дорожного движения (г. Краснодар)
54. Бондаренко В.В. Оценка безопасности перевозки опасных грузов железнодорожным транспортом через густонаселенные территории (г. Екатеринбург)
55. Безотеческих Н.С., Борщенко Я.А. Применение имитационного моделирования при производстве автотехнической экспертизы (г. Курган)
56. Половникова А.Э., Клевко В.И. Выбор рационального типа пешеходных переходов с учетом безопасности движения пешеходов (г. Пермь)
57. Гайфуллин В.М., Воителев Ю.В. Повышение безопасности пешеходов в местах концентрации ДТП в г. Челябинске (г. Челябинск)
58. Постникова А.В., Ларин О.Н. Разработка мероприятий по снижению ДТП с участием маломобильных групп населения (г. Челябинск)
59. Семёнов А.Г. Доступная среда инвалида в контексте «биполярной» модели мира (г. Санкт-Петербург)
60. Макенов А.А. Исследование склонности к риску водителей автотранспортных средств (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)
61. Кравченко Л.А., Берека И.А. Пути повышения надежности работы водителей пассажирского транспорта (г. Краснодар)
62. Федоров Д.С., Смирнова О.Ю. Направление исследований профессионально важных качеств водителя как оператора в системе «водитель – автомобиль – дорога – окружающая среда» (г. Тюмень)
63. Макенов А.А. Экспертный анализ деятельности учебных заведений по подготовке водителей транспортных средств (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)

# ТОМ 3. МОДЕРНИЗАЦИЯ В СФЕРЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ, СТРОИТЕЛЬСТВА И РЕКОНСТРУКЦИИ ОБЪЕКТОВ ТРАНСПОРТНОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ

## Раздел 3.1. Производство строительных материалов, изделий и конструкций

1. Ачимов Ю.А. (г. Новосибирск), Эстерле Г. (г. Дрезден, Германия). Применение природного битума в асфальтобетонных смесях
2. Овчинников И.Г., Овчинников И.И. О необходимости организации исследований по оценке долговечности материалов и конструкций в отрасли транспортного строительства (г. Саратов)
3. Болдырев Г.Г. Методика определения динамических модулей деформации горячих асфальтобетонных смесей. Состояние вопроса (г. Пенза)
4. Васильев Ю.Э. (г. Москва), Талалай В.В., Евтеева С.М. (г. Саратов). Особенности проведения и автоматизации межлабораторных оценочных испытаний
5. Веюков Е.В., Салихов М.Г. Обоснование нормы расхода противоморозных добавок в асфальтобетонные и щебеночно-мастичные смеси (г. Йошкар-Ола)
6. Казарян С.О., Борисенко Ю.Г. Пути повышения качества щебеночно-мастичных асфальтобетонов (г. Ставрополь)
7. Романов С.И., Мельников С.В., Лескин А.И. Улучшение свойств асфальтобетона на основе активации битума по свободно-радикальному механизму (г. Волгоград)
8. Малянова Л.И. (г. Йошкар-Ола), Салихов М.Г. (г. Чебоксары). Модифицированные асфальтобетоны и их долговечность в условиях воздействия агрессивных сред
9. Иливанов В.Ю., Салихов М.Г. (г. Йошкар-Ола). Исследование долговечности модифицированного ЩМА под действием высоких температур и агрессивной среды
10. Дудынов С.В., Александров Д.Ю., Егоров В.В., Журавлёва Е.А., Кострюкова А.А. Совершенствование структуры цементных систем экологически безвредными модификаторами (г. Саранск)
11. Богданов М.Н., Иншаков А.М. Металлическая сетка «Родмеш» для армирования дорожного полотна (г. Москва)
12. Пугин К.Г., Волков Г.Н., Мальцев А.В. Тротуарная плитка с шлаковым заполнителем (г. Пермь)
13. Игонин С.В., Асламова С.С. Использование базальтовых материалов при устройстве водоотводов (г. Пермь)
14. Середина О.С. Дефекты железобетонных водопропускных труб (г. Волгоград)
15. Корзанов В.С., Кетов Ю.А. Технологические и экономические проблемы теплоизоляции трубопроводов пеностеклянными материалами (г. Пермь)
16. Зверева Н.И., Кетов А.А. Конструкционные решения ограждающих конструкций с использованием пеностеклянных материалов при строительстве энергоэффективных зданий (г. Пермь)
17. Васильев Ю.Э. (г. Москва), Челпанов И.Б. (г. Санкт-Петербург), Руст А.М., Гладков В.Ю., Казарян В.Ю. (г. Саратов). Сертификация и математическое моделирование процессного управления

### Раздел 3.2. Автомобильные дороги и аэродромы

18. Рапопорт П.Б., Рапопорт Н.В. (г. Новосибирск), А.В. Кочетков (г. Пермь), С.А. Шиндина (г. Ташкент, **Узбекистан**). Анализ современного нормативно-методического проектирования автомобильных дорог

19. Гилева А.Г. Совершенствование системы управления эксплуатацией сети региональных автомобильных дорог Пермского края (г. Пермь)

20. Ковалева О.В., Стефанов А.Б., Пушкина Н.А. Особенности строительного контроля при возведении объектов транспортной инфраструктуры (г. Новосибирск)

21. Бендер О.А. Оценка рисков в системе контроля качества покрытия автомобильных дорог (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)

22. Давыдов А.А., Макенов А.А. Оптимальное распределение финансовых средств на проекты дорожного строительства (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)

23. Сербен И.М. Оценка территории проектирования автодороги (г. Павлодар, **Казахстан**)

24. Кочетков А.В., Янковский Л.В. (г. Пермь), Кокодеева Н.В. (г. Саратов), Рапопорт Н.В. (г. Новосибирск). О методе расчета и конструирования дорожной одежды

25. Горшков Н.И., Краснов М.А. Оценка возможности образования обратных трещин в материалах асфальтобетонного покрытия автомобильной дороги после ее реконструкции на основе расчетов МКЭ (г. Хабаровск)

26. Васильев Ю.Э., Сарычев И.Ю., Мотин Н.В. (г. Москва), Аакала Т. (г. Хельсинки, **Финляндия**). Производство и применение литых сероасфальтобетонных смесей

27. Ланис А.Л., Овчинников С.А. Восстановление эксплуатационной надежности земляного полотна дорог (г. Новосибирск)

28. Семашкин К.В., Шестаков В.Н., Сологаев В.И. Обеспечение устойчивости эксплуатируемой подтопленной насыпи на 39-м километре автомобильной дороги Омск – Кормилровка (г. Омск)

29. Лизунов А.В. Сооружение земляного полотна в условиях Крайнего Севера на основе применения новой техники (г. Курган)

30. Тимофеева Л.М., Тимофеев М.Р. О проблемах применения геосинтетических материалов в современном дорожном строительстве (г. Пермь)

31. Бубновский В.В. (г. Бронницы), Аливер Ю.А. (г. Москва). Современные сельские дороги с применением геоячеек «Прудон-494»

32. Разуваев Д.А., Ланис А.Л. Использование стабилизаторов грунтов при расширении сети автомобильных дорог местного значения (г. Новосибирск)

33. Чернякевич В.И. Технологическая модернизация строительства лесных дорог (г. Йошкар-Ола)

34. Кручинин И.Н., Ращектаев В.А. Повышение качества оснований лесовозных автомобильных дорог нежесткого типа из щебеночно-песчаных смесей (г. Екатеринбург)

35. Мусиенко И.В., Горбатий А.И. Высотная оптимизация трассы по суммарным затратам топлива на базе использования САПР АД CREDO (г. Харьков, **Украина**)

36. Черников С.А., Горячев М.Г. Продление сроков службы деформационных швов монолитных цементобетонных покрытий дорог и аэродромов за счет совершенствования технологии их герметизации (г. Москва)

37. Веселов А.В., Трубкин И.С. Анализ функциональной целесообразности конструктивных элементов автомобильной дороги традиционного исполнения (г. Магнитогорск)

38. Веселов А.В., Трубкин И.С. Строительство дорог эстакадного типа как возможность решения дорожной проблемы России (г. Магнитогорск)

39. Веселов А.В. Обоснование экономической эффективности строительства автомобильных дорог эстакадного типа из сборных железобетонных элементов (г. Магнитогорск)

40. Иванов В.Н., Трофимова Л.С. Подход к определению вероятности спроса выполнения технологических процессов дорожными организациями (г. Омск)

### **Раздел 3.3. Мосты и транспортные тоннели**

41. Пастушков В.Г. Особенности проектирования железобетонных сборно-монолитных балочных пролетных строений автодорожных мостов по новым нормативным требованиям Республики Беларусь (г. Минск, **Беларусь**)

42. Кислов А.Г., Бугаевский С.А., Краснов С.Н. Анализ работы температурно-неразрезных пролетных строений железобетонных мостов (г. Харьков, **Украина**)

43. Овчинников И.И., Козлачков С.В. Анализ конструктивных особенностей деформационных швов мостов (г. Сочи)

44. Мозговой В.В., Онищенко А.Н., Ризниченко А.С. Методика прогнозирования сдвигоустойчивости асфальтобетонного покрытия на мостах (г. Киев, **Украина**)

45. Козлачков С.В. Анализ конструктивных особенностей защитного устройства для деформационных швов мостов (г. Сочи)

46. Дараган К.А., Коновалов К.В. Мосты. Цена ошибок (г. Краснодар)

47. Гейзен Р.Е. Практические проблемы проектирования искусственных сооружений на региональных дорогах (г. Пермь)

48. Яшнов А.Н., Кузьменков П.Ю. Мониторинг напряженно-деформированного состояния конструкций мостов в процессе сооружения (г. Новосибирск)

49. Голенковская В.Г., Богоявленский Н.А. Коммунальный камский мост – существующие перспективы (г. Пермь)

50. Яшнов А.Н., Иванов А.Н., Суляев А.П., Диль А.В. Перспективы применения современных композиционных материалов в мостостроении (г. Новосибирск)

51. Зиновьев В.С. Применение в отечественном мостостроении нанокompозитных полимеров (г. Саратов)

52. Бильченко А.В., Голеско В.А., Холодцова А.С. Обоснование выбора конструкции односводчатой станции при строительстве метрополитенов методом сквозной проходки (г. Харьков, **Украина**)

53. Кондратов А.Б. Феномен открытых протяженных трещин в соляном массиве калийного рудника и технология их ликвидации (г. Пермь)

54. Глушков И.В. Расчет мостового перехода с учетом выявленных при строительстве нарушений (г. Пермь)

55. Овчинников И.Г., Овчинников И.И., Кононович В.Н. Оценка достоверности численных расчетов при проектировании: доверять или не доверять компьютерам? (г. Саратов)

# ТОМ 4. МОДЕРНИЗАЦИЯ В СФЕРЕ СТРОИТЕЛЬСТВА ГОРОДСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ УРБАНИЗИРОВАННЫХ ТЕРРИТОРИЙ

## Раздел 4.1. Городское строительство и хозяйство

1. Базаров Б.А. Полевые испытания конических фундаментов в условиях подработки территорий (г. Караганда, **Казахстан**)
2. Конакбаева А.Н. Инженерная методика расчета несущей способности свай при вертикальной нагрузке на подрабатываемых территориях (г. Караганда, **Казахстан**)
3. Кузнецов А.Г., Леханова К.В., Першин Д.А. Основные закономерности взаимодействия группы свай и несущего ростверка с основанием (г. Пермь)
4. Колмогоров Г.Л., Путилова Е.М., Сайгина Л.С. Применение трубобетонных колонн при действии осевых усилий (г. Пермь)
5. Мигунов В.Н. Экспериментальные исследования деформации бетона поперечных трещин на прямых моделях железобетонных конструкций в агрессивной среде (г. Пенза)
6. Берестянская С.Ю. Влияние высоких температур на напряженно-деформированное состояние сталебетонных плит (г. Харьков, **Украина**)
7. Ватуля Г.Л., Шевченко А.А., Смолянчук Н.В. Исследование работы сталебетонной круглой плиты при силовом воздействии (г. Харьков, **Украина**)
8. Петрушевская А.А. Исследование работы квадратной сталебетонной плиты при силовом нагружении (г. Харьков, **Украина**)
9. Богомолов А.Н., Олянский Ю.И., Щекочихина Е.В., Чарыкова С.А. Инженерно-геологические особенности освоения территорий распространения структурно-неустойчивых грунтов (г. Волгоград)
10. Олянский Ю.И., Богомолов А.Н., Осипова О.Н., Тихонова Т.М., Киселева О.В. Опыт прогноза послепросадочного уплотнения по лабораторным испытаниям (г. Волгоград)
11. Акбуляков М.А., Сычкина Е.Н. Анализ прочностных свойств полускальных нижнепермских грунтов (на примере аргиллитов) (г. Пермь)
12. Кобыща О.Е., Бочкарева Т.М. Исследование методов противокарстовой защиты территорий Пермского края (г. Пермь)
13. Салимгариева Н.И., Калюшина С.В. Проблемы, возникающие при возведении новых зданий и сооружений в условиях плотной городской застройки (г. Пермь)
14. Мигунова К.В. Метод исследования энергоэффективности ограждающих конструкций реконструируемых зданий (г. Пенза)
15. Янковский Л.В., Волков Г.Н., Мальцев А.В., Килунин С.И. Результаты исследования НДС основания ленточного фундамента, армированного геоимплантатной конструкцией из цементобетонных элементов (г. Пермь)
16. Нестеров А.С., Осинская С.С., Мельник О.И. Устройство ограждающих стен из трубчатого сварного шпунта (г. Омск)
17. Носков П.Н., Вахрушев С.И. Разрядно-импульсные технологии в строительстве (г. Пермь)
18. Федоровых Я.А., Пономарев А.Б. Основные типы, технологии возведения и принципы расчета подпорных сооружений, применяемых на сложном рельефе городских территорий (г. Пермь)

19. Белаш Т.А., Свитин В.В., Яковлев Л.А. Оценка сейсмостойкости зданий с многоэтажными подземными парковками (г. Санкт-Петербург)
20. Кардаполов А.А. Современный материал для защиты от гололеда проводов контактной сети и линий электропередач (г. Екатеринбург)
21. Косых А.А., Сурсанов Д.Н. О необходимости применения современных методов мониторинга в строительстве (г. Пермь)
22. Балабан О.М., Гуренко Д.Б. Эвристическое моделирование как инструмент системного анализа и принятия решения венчурным инвестором в задаче дорожного строительства (г. Саратов)
23. Петренева О.В., Валиева Л.Н. Итоги работы строительной отрасли Пермского края в 2011 году (г. Пермь)

## Раздел 4.2. Охрана окружающей среды

24. Угненко Е.Б., Сорочук Н.И. Физико-химические и биохимические методы очистки стоков с автомобильных дорог (г. Харьков, **Украина**)
25. Баубеков Е.Е., Акчурин А.Г. Особенности расчета концентраций вредных выбросов автотранспортных средств в атмосферу города (г. Алматы, **Казахстан**)
26. Анисимова Е.Л., Карпович Ю.В., Фукалова Ю.С. Экологическое состояние пермского края в связи с ростом автомобильного транспорта: проблемы и пути решения (г. Пермь)
27. Шаповалова Е.В., Плешакова О.В., Шевченко М.В. Математическое моделирование как способ оценки состояния придорожных территорий (г. Омск)
28. Юрченко В.А., Михайлова Л.С. Особенности распределения нефтепродуктов в почвах придорожного пространства (г. Харьков, **Украина**)
29. Изюмский А.А., Порунов А.Н. Влияние наличия дорожной разметки на вредные выбросы автотранспорта (г. Краснодар)
30. Конарбаева Г.Н. Вопросы экологической безопасности транспортных потоков в городах (г. Усть-Каменогорск, **Казахстан**)
31. Акчурин А.Г., Баубеков Е.Е. Уменьшение загрязненности воздушного бассейна Республики Казахстан автотранспортом с переводом его на стандарты Евро-1–5 (г. Алматы, **Казахстан**)
32. Лугаськова Н.В., Кондратьев С.И. Оценка степени загрязнения атмосферного воздуха от передвижных источников железнодорожного транспорта (г. Екатеринбург)
33. Кириллов М.В., Тихомирова Т.С. Исследование опоки как сорбционного материала при очистке поверхностного стока с территорий предприятий железнодорожного транспорта (г. Екатеринбург)
34. Пантин Д.А. Проблемы оценки экологического состояния территорий Магаданской области, используемых для строительства и эксплуатации временных автомобильных дорог (автозимников) (г. Магадан)
35. Анциферов В.Н., Олонцев В.Ф., Сазонова Е.А., Скорюпин Е.С. Теория метода определения эффективности фильтров по полидисперсным аэрозолям (г. Пермь)
36. Зомарева К.А. Система автоматизированного мониторинга атмосферного воздуха (г. Пермь)
37. Ильиных Г.В., Паршакова С.В. Анализ факторов, влияющих на состав и свойства твердых бытовых отходов (г. Пермь)

38. Воронкова Т.В., Висков М.В. Построение материального баланса загрязняющих веществ при захоронении твердых бытовых отходов как способ управления эмиссией фильтрата и биогаза (г. Пермь)
39. Григорьев В.Н., Чуняева А.В., Волков Г.Н. Типовые проекты мусороперерабатывающих заводов (г. Пермь)
40. Кривокорытова М.И., Арзамасова Г.С. Описание процесса очистки природного газа на газокомпрессорной станции с точки зрения воздействия на окружающую среду (г. Пермь)
41. Белик Е.С., Зверева В.В. Исследование деструкции композиций из полиэтилена и крахмала, полученных в лабораторных условиях (г. Пермь)
42. Кетов П.А., Шведюк В.А. Проблемы загрязнения окружающей среды свинецсодержащими стеклами и вторичное использование стекла электронно-лучевых трубок для производства строительных материалов (г. Пермь)
43. Ахмадиев М.В., Рудакова Л.В., Сакаева Э.Х., Калинина Е.В. Биоремедиация нефтезагрязненного грунта на территории ликвидированного мазутного хозяйства (г. Пермь)
44. Сакаева Э.Х., Рудакова Л.В., Ахмадиев М.В. Интенсификация процесса очистки нефтезагрязненной почвы в реакторе непрерывного действия (г. Пермь)
45. Калинина Е.В., Добрынина О.М. Экспериментальные исследования по получению биогаза из избыточного активного ила г. Перми (г. Пермь)
46. Бардюк В.В. Опыт международного сотрудничества в решении трансграничных экологических проблем р. Амур (г. Хабаровск)
47. Кручинин И.Н. Анализ функционирования транспорта леса в системе неистощительного природопользования (г. Екатеринбург)
48. Арефьева А.С., Арзамасова Г.С. Применение инструментов экологического менеджмента в сфере экологического туризма (г. Пермь)
49. Вершинина Е.В., Чернова Т.А., Комбарова М.М. Методологический подход к преподаванию биологии на билингвальной основе на средней ступени общеобразовательной школы (г. Пермь)
50. Полякова О.А., Комбарова М.М. Разработка содержательной и методологической компонент элективного курса «Экология» для преподавания дисциплины «Биология» в системе начального профессионального образования (г. Пермь)
51. Гаприндашвили Н.К., Семёнов А.Г. Использование автомобильного парка в глобальном мониторинге территорий на предмет наличия очагов радиоактивной, химической и бактериологической зараженности (г. Санкт-Петербург)
52. Майба И.А., Ананко А.М., Муртазаалиев Р.М. К вопросу о влиянии шумового загрязнения от железнодорожного транспорта на окружающую среду (г. Ростов)
53. Кравченко Е.А., Шаповалов А.И., Левицкая Ю.А. Инновации в области экологии и транспорта будущего (г. Краснодар)
54. Фоменко Д.В. Обоснование применения геотермального теплового насоса в системе отопления общественных зданий на примере здания научно-исследовательской лаборатории по изучению альтернативных источников энергии ПНИПУ (г. Пермь)



Научное издание

# **МОДЕРНИЗАЦИЯ И НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ**

Материалы  
международной научно-практической конференции,  
посвященной 200-й годовщине победы России  
в Отечественной войне 1812 г.

*г. Пермь, 26–28 апреля 2012 г.*

## **ТОМ 1 МОДЕРНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ**

Корректор *В.В. Мальцева*

За достоверность научных результатов  
ответственность несут авторы публикаций

---

Подписано в печать 17.04.2012. Формат 70×100/16.  
Усл. печ. л. 31,76. Тираж 75. Заказ № 75/2012.

---

Издательство Пермского национального  
исследовательского политехнического университета.  
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, к. 113.  
Тел. (342) 219-80-33.