

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

12010

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Є.Є. Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Т.К. Пильова

Члени редколегії:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.М. Внуков
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.С. Воробйов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.С. Гапонов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.І. Грабченко
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.Т. Лебедев
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Г.І. Львов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. О.К. Морачковський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Подригало
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.Б. Самородов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.В. Тимофієв
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.М. Туренко

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,
НТУ "ХПІ", каф. КГМ ім. О.О. Морозова
Тел. 707-63-55, 707-63-17
E-mail: mech_mb@meta.ua

ЗМІСТ

Епифанов В.В. Факультет транспортного
машиностроения НТУ "ХПІ": Вчера, сегодня,
завтра (К 45-летию основания)..... 4

Прикладна механіка

Дронь Н.М., Дубовик Л.Г., Кондратьев А.И.,
Хорольський П.Г. Массовые характеристики
космических мусорособирающих аппаратов,
выводимых известными ракетами-носителями
с использованием электроракетной
двигательной установки 8
Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О колебаниях
скорости движения неоднородного
виброожиженного слоя зерна на плоском решете 12
Радиевский А. Е. Развитие «неклассических»
методов вариационного исчисления 19
Радиевский А. Е. Формализм Дубовицкого-
Милютина и задача многоокритериальной
оптимизации 24

Машинознавство

Приймаков А.Г., Устиненко А.В., Приймаков Г.А.
Новый метод построения конструктивно-
унифицированного ряда силовых волновых
редукторов для машиностроения Украины 30
Протасов Р.В. Исследование приведенного
радиуса кривизны зубьев эвольвентных передач 37
Савченков Б.В., Гончаров В.Г., Леоненко А.Н.
Дискретная обработка – эффективный способ
упрочнения деталей машин 44

Динаміка та міцність машин

Гринченко А.С., Алферов А.И., Савченко В.Б.,
Полтавченко О.В. Анализ нагруженности и
деформируемости S-образной стойки
почвооающеаг агрегата 50

<i>Танченко А.Ю.</i> Связанная задача о напряженно-деформированном состоянии и корозионном утонении тонкостенных элементов конструкций.....	55
<i>Ткачук М.А., Сапожников В.М., Шеремет В.М., Васильева Т.О., Грабовський А.В.</i> Нові технології дискретного зміцнювання високонавантажених елементів машин: напружено-деформований стан приповерхневих шарів.....	61

Транспортне машинобудування

<i>Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Кабанов А.Н., Дзюбенко А.А., Кузьменко А.П., Майстренко Г.В.</i> Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания.....	66
<i>Аніпко О.Б., Борисюк М.Д., Клімов В.Ф., Колбасов А.Н.</i> Основные факторы, влияющие на теплообмен в компактных теплообменниках транспортных средств.....	73
<i>Бондаренко О.В.</i> Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач.....	78
<i>Васильченко И. И., Глебов В. В., Девятилов Ю. И., Паниматка В. И., Роленко С.А.</i> Метод оценки конструктивных решений тепловой защиты крыши МТО танка.....	85
<i>Глебов В.В.</i> Танки как объект защиты от средств разведки и систем наведения оружия.....	91
<i>Глебов В.В., Федоренко Е.В., Мормило Я.М., Рассказов И.И., Сядристый М.А.</i> Аспекты развития легкобронированных разведывательных машин с колесной формулой 4×4.....	99
<i>Дущенко В.В., Мусницька І.В., Коц О.М.</i> Попередній розрахунок енергоспоживання системи регулювання положення корпусу транспортного засобу на основі використання ефекту адсорбції	108
<i>Назаров В.І.</i> Підвищення довговічності дискових гальмових механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації.....	114
<i>Омельяненко В.И., Любарский Б.Г., Рябов Е.С.</i> К вопросу расчета мощности тягового привода скоростного электропоезда.....	125
<i>Пильова Т.К.</i> Методика оцінки стійкості опорної частини гусениці транспортної машини на основі застосування узагальненого критерію її жорсткості.....	128
<i>Ребров А.Ю.</i> Расчет тяговых характеристик МТА на базе колесного трактора с учетом нагруженно-скоростных режимов работы двигателя.....	133
<i>Слюсаренко Ю.А., Галушка Ю.В.</i> Улучшение плавности движения военных гусеничных машин в повороте за счет синтеза цифрового регулятора, обеспечивающего гладкие переходные процессы в гидросистеме управления ступенчатыми бортовыми коробками передач.....	141

Управління в технічних системах

<i>Кочерга А.Г., Коритченко К.В.</i> Засоби прискорення бронебійно-підкаліберного снаряда танкової гармати	164
<i>Лисіков Є.М., Онопрійчук Д.В.</i> Швидкість зносу спряжень в гідроприводах технічних систем при обробці робочої рідини електростатичним полем.....	171
<i>Никонов О.Я.</i> Объекты бронетанковой техники как компоненты интеллектуальной системы управления взаимодействием с единым информационным пространством.....	176
<i>Степанов О.В.</i> Безпека руху транспортних засобів та психофізіологічна напруженість водія.....	183
<i>Степанов О.В.</i> Вплив психофізіологічних якостей водія на безпеку дорожнього руху.....	190

Технологія машинобудування

<i>Финенко В.В., Тимков А.Н., Серпухов А.В.</i> Методологические основы применения трибоэлектрохимического способа упрочнения пар трения автомобильной техники.....	197
---	-----

До обговорення

<i>Марущенко В.В.</i> Сучасний погляд на оцінку біологічного впливу гамма-випромінювання в польових умовах.....	202
<i>Наумов И.В., Болох В.Ф., Бреславский Д.В.</i> Деформирование и разрушение пластин при нагружении цилиндрическим ударником.....	207
<i>Чернявский И.Ю., Марущенко В.В.</i> Повышение качества проведения радиационной разведки районов путем увеличения контролируемой площади бортовым прибором радиационной разведки..	217

Друкується за рішенням Вченої ради Національного технічного університету "ХПІ", протокол № 11 від 28.12.2010 р.

Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010 – № 1 – 226 с.

Збірник наукових та науково-практических статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

Наукові напрямки:

- Теоретична механіка
- Прикладна механіка
- Машинознавство
- Динаміка та міцність машин
- Транспортне машинобудування
- Управління в технічних системах
- Технологія машинобудування
- Історія машинобудування

Редколегія науково-технічного журналу «Механіка та машинобудування» щиро вітає викладачів, наукових працівників, студентів і усіх читачів журналу *із святом – 125-річчям з дня заснування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» і бажає усім здоров'я творчого нахилення та успіхів в роботі для процвітання нашої рідної України*

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Происходили изменения и в руководящем составе кафедр факультета.

Со времени основания факультета кафедрой АТ заведуют: доцент Шепеленко Г.Н., с 1974 года – кандидат технических наук, доцент (с 1983 года – доктор технических наук, профессор) Коденко Михаил Николаевич, с 1994 года – кандидат технических наук, доцент (с 2000 года – профессор) Великодный Валерий Михайлович. С 2001 года кафедрой руководит академик Академии наук высшего образования (АНВО) Украины (2008 год), доктор технических наук, профессор Самородов Вадим Борисович.

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

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

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

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

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

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

На кафедрах факультета, кроме упомянутых выше, работали видные ученые и организаторы учебного процесса, профессора: академик Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук Медведев М.И., лауреаты Государственной премии Украины

Абрамчук Ф.И. и Кузнецов Б.И., Геронимус Я.Л., Гецович Е.М., Глаголев Н.М., Грунауэр А.А., Долгих И.Д., Загребельный В.Н., Изюмский В.П., Казачков Р.В., Любарский И.Е., Майер Я.М., Монич В.В., Мухачев П.М., Новгородцев В.А., Ольшанский В.П., Писарев В.П., Пойда А.Н., Рославцев А.В., Столяров Д.В., Третяк Е.И., Ходоревский М.Г., Цветков В.Т., Шокотов Н.К.

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

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

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

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

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

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

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

Єпіфанов В.В.

ФАКУЛЬТЕТ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ НТУ "ХПІ":
ВЧОРА, СЬОГОДНІ, ЗАВТРА (ДО 45-РІЧЧЯ ЗАСНУВАННЯ)

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

Epifanov V.V.

DEPARTMENT OF TRANSPORT MACHINEBUILDING OF NTU “KHPI”:
YESTERDAY, PRESENT-DAY, TOMORROW (TO THE 45 ANNIVERSARY OF THE
FOUNDATION)

In 2010 the Department of Transport Machinebuilding of NTU “KhPI” will celebrate the 45 anniversary since its foundation. The facts from the history, present-day and future as well as perspectives of the Department of Transport Machinebuilding are presented.

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 629.78

Дронь Н.М., Дубовик Л.Г., Кондратьев А.И., Хорольский П.Г.

МАССОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОСМИЧЕСКИХ МУСОРОСОБІРАЮЩИХ АППАРАТОВ, ВЫВОДИМЫХ ИЗВЕСТНЫМИ РАКЕТАМИ-НОСІТЕЛЯМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЕЛЕКТРОРАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В настоящее время одной из наиболее важных проблем использования околоземного космического пространства является образование и дальнейшее накопление на низких орбитах неисправных и нефункционирующих искусственных объектов и их фрагментов, так называемого космического мусора (КМ). Сегодня количество КМ столь велико, что создает реальную опасность для работающих там космических аппаратов и орбитальных станций. Причем, одинаково опасным является как крупный космический мусор, так и его мелкие частицы. Поэтому задача обеспечения безопасности космических полетов путем очистки космического пространства является весьма актуальной.

Как один из методов решения задачи сбора мелкого мусора с низких орбит можно рассматривать применение космических мусорособирающих аппаратов (КМА), имеющих на своем борту специальное устройство, улавливающее мелкие частицы космического мусора или поглощающее кинетическую энергию этих частиц, после чего они теряют высоту и входят в плотные слои атмосферы [1]. При этом представляет интерес анализ основных характеристик КМА при различных вариантах маневров их выведения и эксплуатации на требуемой орбите.

В работе [2] приведена оценка энергомассовых характеристик космических мусорособирающих аппаратов при выведении их на требуемую орбиту с опорной орбиты посредством разгонного блока с жидкостной ракетной двигательной установкой. На опорную орбиту эти аппараты выводятся с помощью ракет-носителей (РН).

Целью данной работы является оценка массовых характеристик космических мусорособирающих аппаратов, выводимых на требуемую орбиту известными РН с использованием электроракетной двигательной установки (ЭРДУ).

Рассматривается наиболее засоренный пояс космического пространства в диапазоне высот от 1200 до 500 км. При этом осуществляется следующий маневр выведения и эксплуатации КМА. С помощью РН мусорособирающий аппарат выводится на опорную орбиту ~200 км, затем с помощью разгонной ЭРДУ довыводится на начальную орбиту высотой ~1200 км. На этой орбите раскрывается входящее в его состав специальное устройство для улавливания мелких частиц космического мусора, включается также входящая в состав КМА тормозная ЭРДУ, и аппарат спускается до конечной орбиты высотой ~500 км. В процессе спуска КМА совершает большое количество оборотов по орбите с постоянно уменьшающейся высотой, при этом улавливающее устройство либо захватывает мелкие частицы космического мусора, либо гасит их скорость. В обоих случаях КМ попадает в плотные слои атмосферы, тормозится и затем в результате действия аэродинамического сопротивления сгорает. Улавливающее устройство может быть представлено в виде полой сферы, способной складываться при ее упаковке под обтекателем РН. Жесткость устройства обеспечивается армируемой системой, находящейся на внутренней поверхности сферы.

Для выполнения данного маневра были рассмотрены известные в мире ракеты-носители грузоподъемностью M_0 на орбите высотой 200 км. Время спуска с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км принималось равным 0,5 года, все используемые орбиты выбирались круговыми.

В качестве параметров, определяющих массовые характеристики КМА, были рассчитаны предельные для рассмотренных РН масса M мусорособирающего аппарата, масса M_{yy} и радиус R_{yy} устройства для улавливания космического мусора. Также было рассчитано время довыведения КМА на начальную орбиту T .

Масса мусорособирающего аппарата для данного маневра выведения его на требуемую орбиту определялась из выражения:

$$M = M_0 - M_{PT\text{ЭРД}_1} - M_{PB_{cyx}},$$

где M_0 – грузоподъемность РН на круговой орбите высотой 200 км; $M_{PT\text{ЭРД}_1}$ – запас рабочего тела ЭРД, используемого для перевода космического мусорособирающего аппарата с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км; $M_{PB_{cyx}}$ – сухая масса разгонного блока, включающая массу конструкции разгонной ЭРДУ.

Масса и радиус улавливающего устройства рассчитывались по методике [3]. Из уравнения баланса КМА определялась масса полезной нагрузки M_{PH} , в качестве которой рассматривалась масса устройства для улавливания космического мусора:

$$M_{PH} = M - M_{СПУ} - M_{Д} - M_{СА} - M_{ЭУ} - M_{СХПРТ} - M_K - M_{PT\text{ЭРД}_2},$$

где $M_{СПУ}$ – масса системы преобразования и управления (принималась равной 10 кг); M_D – масса двигателя (принималась равной 10 кг); $M_{СА}$ – масса служебной аппаратуры (принималась равной 260 кг [3]); $M_{ЭУ}$, $M_{СХПРТ}$, M_K – соответственно масса энергетической установки, масса системы хранения и подачи рабочего тела в ЭРДУ, масса конструкции КМА, $M_{PT\text{ЭРД}_2}$ – запас рабочего тела ЭРД тормозной ЭРДУ, определяемые согласно [3].

При выборе улавливающего устройства в виде сферы

$$M_{yy} = M_{PH} = 4\pi R_{yy}^2 \cdot \delta ,$$

откуда

$$R_{yy} = \sqrt{M_{PH} / 4\pi\delta} ,$$

где δ – плотность оболочки сферы (задавалась равной 0,2 кг/м² [3]).

Время довыведения КМА на начальную орбиту рассчитывалось по формуле:

$$T = \frac{J_{y\partial\text{ЭРД}_1}^2 \cdot M_{PT_{\text{ЭРД}_1}}}{2 \cdot \eta_T \cdot N_1},$$

где $J_{y\partial\text{ЭРД}_1}$ – удельный импульс тяги двигателя разгонной ЭРДУ; η_T – тяговый КПД разгонного двигателя; N_1 – потребляемая мощность.

Полученные результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Название РН	Страна-разработчик	Грузоподъемность на орбите высотой ~200 км, т	M , т	M_{yy} , т	R_{yy} , м	T , г
«Днепр-1»	Украина	3,82	3,71	3,29	36,19	0,24
«Циклон-3»	—«—	4,00	3,88	3,46	37,11	0,25
«Зенит-2»		13,00	12,62	11,91	68,87	0,82
«Зенит-3»	—«—	17,30	16,80	15,95	79,69	1,09
«Молния»	Россия	2,50	2,43	2,05	28,56	0,16
«Союз 2-1Б»	—«—	7,85	7,62	7,08	53,07	0,49
«Протон-М»	—«—	21,00	20,39	19,43	87,95	1,32
«Ангара»	—«—	35,00	33,98	32,58	113,89	2,21
«CZ-2C»	Китай	2,75	2,67	2,28	30,16	0,17
«CZ-2D»	—«—	3,35	3,25	2,85	33,67	0,21
«CZ-4B»	—«—	4,16	4,04	3,61	37,90	0,26
«CZ-3»	—«—	4,80	4,66	4,21	40,94	0,30
«CZ-3A»	—«—	6,00	5,83	5,34	46,10	0,38
Long March	—«—	7,40	7,19	6,65	51,46	0,47
«CZ-2E»	—«—	8,80	8,54	7,97	56,32	0,55
«CZ-3C»	—«—	9,30	9,03	8,44	57,96	0,59
«CZ-3B»	—«—	11,20	10,87	10,22	63,79	0,71
«H-1»	Япония	3,20	3,11	2,71	32,83	0,20
«H-2A/202»	—«—	9,75	9,47	8,86	59,39	0,61
«H-2A/2022»	—«—	10,60	10,29	9,66	62,01	0,67
PSLV	Индия	3,70	3,59	3,18	35,56	0,23
GSLVMK1(KVD-1)	—«—	5,35	5,19	4,73	43,38	0,34
«Arian-40»	Франция	4,85	4,71	4,26	41,17	0,31
«Arian-42P»	—«—	6,00	5,83	5,34	46,10	0,38
«Arian-44P»	—«—	6,80	6,60	6,09	49,24	0,43
«Arian-42L»	—«—	7,30	7,09	6,56	51,10	0,46
«Arian-44LP»	—«—	8,25	8,01	7,45	54,46	0,52
«Arian-44L»	—«—	9,60	9,32	8,72	58,92	0,60
«Arian-5G»	—«—	19,45	18,9	17,97	84,59	1,23
«Titan-2-SLV»	США	2,36	2,29	1,92	27,63	0,15
«Titan-34B»	—«—	3,60	3,50	3,08	35,03	0,23
«Delta-2(7920)»	—«—	3,72	3,61	3,19	35,64	0,23
«Atlas-2»	—«—	6,60	6,41	5,90	48,47	0,42
«Atlas-2A»	—«—	7,00	6,80	6,28	49,99	0,41
«Delta-4M»	—«—	8,22	7,98	7,42	54,34	0,52
«Delta-3/8930»	—«—	8,30	8,06	7,49	54,64	0,52
«Atlas-3A»	—«—	8,66	8,41	7,84	55,85	0,55
«Atlas-33»	—«—	10,00	9,71	9,10	60,17	0,63
«Delta-4M+(4,2)»	—«—	11,02	10,70	10,05	63,26	0,69

Продовження таблиці 1

«Atlas-5(401)»	—«—	12,50	14,64	13,87	74,30	0,79
«Titan-405A»	—«—	13,40	13,01	12,29	69,95	0,84
«Atlas-5(521)»	—«—	15,08	14,64	13,87	74,30	0,95
«Titan-403A»	—«—	17,70	17,18	16,33	80,63	1,12
«Atlas-5(551)»	—«—	20,52	19,92	18,98	86,92	1,29
«Titan-402A»	—«—	21,00	20,39	19,43	87,95	1,32
«Delta-4H»	—«—	24,00	23,30	22,25	94,11	1,51
«Ares-I»	—«—	25,00	24,27	23,19	96,08	1,57
«Space Shuttle»	—«—	28,80	27,96	26,76	103,21	1,82
«Ares-V»	—«—	188,00	182,5	176,32	264,94	11,85

Как видно из приведенной таблицы, для данного маневра выведения мусорособирающих космических аппаратов на требуемую орбиту, массовые характеристики КМА растут с увеличением грузоподъемности используемых ракет-носителей. Такие мощные РН, как «Зенит-3» (Украина), «Протон-М», (Россия), «Arian-5G» (Франция), «Titan-402A», «Delta-4H», «Ares-I», «Space Shuttle» (США) могут вывести на требуемую орбиту космические мусорособирающие аппараты массой от 16 до 28 т, имеющие в своем составе сферические устройства для улавливания космического мусора с предельно возможным радиусом от 80 до 96 м. РН России «Ангара» и США «Ares-V» грузоподъемностью, превышающей максимальную из указанного ряда в 1,2 и 6,5 раз, могут вывести на орбиту КМА массой 34 и 182,5 т соответственно. Радиусы их улавливающих устройств при этом составят почти 114 и 265 м.

Что касается времени довыведения КМА с помощью ЭРДУ, то оно исчисляется месяцами и даже годами, а для РН «Ares-V» может составить почти 12 лет. Если в качестве критерия выбора РН принять близость времен довыведения и собственно маневра очистки при запуске одного аппарата, то предпочтительным является использование РН «Союз 2-1Б», «Long March», «CZ-2E», «Arian-42L», «Arian-44LP», «Delta-3/8930» и «Atlas-3A».

В процессе дальнейших исследований имеет смысл рассмотреть и другие двигательные установки и возможные маневры выведения и эксплуатации космических мусорособирающих аппаратов, оценив как массовые характеристики выводимых КМА, так и экономические затраты на осуществления этих маневров.

Література: 1. Шевцов А. В. Мелкий космический мусор. Аналіз розвиття і способи борьби / А. В. Шевцов, А. С. Макарова // Космічна наука і технологія. Додаток до журналу. – Д.: ДНУ, 2002. – Т. 8, № 1. – С. 176–179. 2. Кондратьев А. И. Оценка характеристик мусорособирающих космических аппаратов с ЭРДУ для улавливания космического мусора / А. И. Кондратьев, П. Г. Хорольский, Л. Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: "ХАИ", 2009. – № 9 (66). – С. 45–47. 3. Кондратьев А.И. Методика расчета тяговых и энергомассовых характеристик мусорособирающего космического аппарата с электродвигательной установкой / А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: "ХАИ", 2009. – № 10 (67). – С. 82-84.

Дронь М.М., Дубовик Л.Г., Кондратьев О.І., Хорольський П.Г.

МАСОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОСМІЧНИХ СМІТСЗБІРАЛЬНИХ
АПАРАТІВ, ЯКІ ВИВОДЯТЬСЯ ВІДОМИМИ РАКЕТАМИ-НОСІЯМИ
З ВИКОРИСТАННЯМ ЕЛЕКТРОРАКЕТНОЇ РУШИНОЇ УСТАНОВКИ

Наведено результати розрахунків основних характеристик космічних сміттезбиральних апаратів (КСА) для відомих у світі ракет-носіїв при здійсненні маневру виведення і експлуатації КСА за допомогою електроракетних рушійних установок.

Dron M., Dubovik L., Kondratyev A., Horolsky P.

MASS CHARACTERISTICS OF SPACE DEBRIS COLLECTOR VEHICLES,
WHICH INJECT BY THE KNOWN CARRIER ROCKETS BY MEANS OF
ELECTRIC PROPULSION SYSTEM

Results of calculations of the basic characteristics space debris collector vehicles (SDV) for the known in the world carrier rockets at maneuver performance of SVD injection and operation by means of electric propulsion systems are considered.

УДК 532:631.362

Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.

**О КОЛЕБАНИЯХ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ НЕОДНОРОДНОГО
ВИБРООЖИЖЕННОГО СЛОЯ ЗЕРНА НА ПЛОСКОМ РЕШЕТЕ**

Постановка проблемы. Вибрации решета интенсифицируют процесс сепарирования зерновой смеси, в связи с чем исследование влияния параметров вибраций на сегрегацию зернового материала при движении его по рабочей поверхности решета относится к актуальным научно-прикладным задачам. Важное значение при этом приобретает разработка уточнённых математических моделей движения сепарируемых зерновых смесей с учётом переменности параметров во времени и по пространственным координатам. К таким, в частности, относятся колебания скорости потока и переменность вибровязкости, вызванная изменением давления по толщине движущегося слоя.

Обзор последних публикаций. Имеются различные подходы к моделированию движения вибросепарируемых зерновых смесей. Один из них базируется на аналогиях движений вязкой ньютоновской жидкости и сыпучей среды в условиях вибраций [1,2]. Используя эту аналогию, движение смеси описывают уравнениями динамики вязкой жидкости, которые получают в результате упрощений классических уравнений Навье-Стокса[3,4]. Так поступали и в работах [5,6] при моделировании колебаний потока слоя зерна на плоском наклонном виброрешете. Математическая модель существенно усложняется при учёте изменения вибровязкости смеси по толщине слоя. В одном из параграфов работы [4] в функциях Кельвина получено решение краевой задачи гидродинамики, когда изменение вибровязкости смеси подчиняется линейному закону. В [7] решена более общая задача с учётом разделения потока на проходовую и сходовую фракции. Однако, остаётся неизученными закономерности изменения скорости потока при других законах изменения вибровязкости. Восполнение этого пробела определило цель работы.

Целью работы является получение формул для расчёта колебаний скорости потока зерна по плоскому виброрешету, когда вибровязкость неоднородного слоя по его толщине аппроксимируется экспоненциальной функцией. Для достижения этой цели в функциях Кельвина строится аналитическое решение краевой задачи гидродинамики и показывается расчётом к каким результатам оно приводит.

Основная часть работы. Движение слоя смеси в установившемся режиме считаем одномерным, т.е. две проекции скорости потока полагаем равными нулю. Отличную от нуля проекцию скорости движения в направлении координатной оси ox , показанной на рисунке 1, принимаем зависимой только от координаты y и времени t . Её определяем из решения краевой задачи для уравнения

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(n(y) \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial u}{\partial t} = -g \sin q \quad (1)$$

при граничных условиях:

$$u'_y(0, t) = 0; \quad u(h, t) = A * w \sin(wt). \quad (2)$$

В выражениях (1), (2) A^* , w - амплитуда и частота продольных колебаний решета, наклонённого под углом q к горизонту; g - ускорение свободного падения; $u(y, t)$ - скорость потока; h - толщина слоя зерновой смеси.

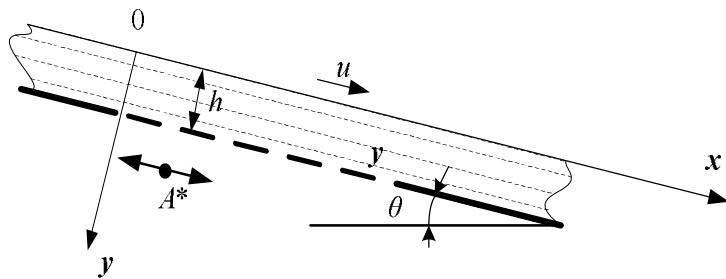


Рисунок 1 – Расчетная схема

Кинематическую вибровязкость смеси аппроксимируем экспоненциальной функцией

$$n(y) = n_0 \exp(Iy), \quad (3)$$

где n_0 - вибровязкость на поверхности слоя; $I > 0$ - характеризует её возрастание по мере удаления от свободной поверхности вглубь слоя.

Учитывая (3), введением новой переменной

$$x = \exp(-Iy),$$

уравнение (1) преобразуем к виду

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{I^2 n_0 x} \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{g \sin q}{I^2 n_0 x}. \quad (4)$$

Представим решение (4) суммой

$$u(y, t) = u_1(y) + u_2(y, t). \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), получаем два уравнения:

$$\frac{d^2 u_1}{dx^2} = -\frac{g \sin q}{I^2 n_0 x}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 u_2}{dx^2} - \frac{1}{I^2 n_0 x} \frac{\partial u_2}{\partial t} = 0. \quad (7)$$

Согласно (2), их решения должны удовлетворять следующим граничным условиям:

$$\left. \frac{du_1}{dy} \right|_{y=0} = \left. \frac{\partial u_2}{\partial y} \right|_{y=0} = 0; \quad u_1(h) = 0; \quad u_2(h, t) = A * w \sin(wt). \quad (8)$$

Повторное интегрирование, с учётом (8), приводит к решению краевой задачи для уравнения (6) в виде

$$u_1(y) = \frac{g \sin q}{I^2 n_0} (x - x_1 + x_1 \ln x_1 - x \ln x), \quad (9)$$

где $x_1 = \exp(-Ih)$.

Решение краевой задачи для уравнения (7) выразим с помощью комплексной функции вещественного переменного $w(y)$ суммой

$$u_2(y) = \operatorname{Re} w(y) \cdot \sin(wt) + \operatorname{Im} w(y) \cos(wt), \quad (10)$$

в которой $w(y)$ удовлетворяет уравнению

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{iw}{I^2 n_0 x} w = 0, \quad i = \sqrt{-1} \quad (11)$$

и граничным условиям:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} w(h) &= A * w; \quad \operatorname{Im} w(h) = 0; \\ \operatorname{Re} w'_y(0) &= 0; \quad \operatorname{Im} w'_y(0) = 0, \end{aligned} \quad (12)$$

вытекающим из (8).

Общее решение уравнения (11) имеет вид

$$w(y) = h \left[(c_1 + ic_2)e^{\frac{ip}{2}} I_1 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) + (c_3 + ic_4)e^{-\frac{ip}{2}} K_1 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) \right], \quad (13)$$

где $h = \frac{2}{I} \sqrt{\frac{w}{n_0}} x$; c_1, c_2, c_3, c_4 - вещественные произвольные постоянные; $I_1(z)$, $K_1(z)$ - модифицированная функция Бесселя и Макдональда индексов единицы.

Для вычисления производной из (13) учтём соотношения [8]

$$\frac{d}{dz} [zI_1(z)] = zI_0(z); \quad \frac{d}{dz} [zK_1(z)] = -zK_0(z),$$

в которых $I_0(z)$, $K_0(z)$ - модифицированная функция Бесселя и функция Макдональда нулевого индекса.

Тогда

$$\frac{dw}{dh} = h \left[(c_1 + ic_2)e^{\frac{ip}{2}} I_0 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) - (c_3 + ic_4)e^{-\frac{ip}{2}} K_0 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) \right] e^{\frac{ip}{4}}. \quad (14)$$

Чтобы разделить (13) и (14) на вещественную и мнимую части воспользуемся выражениями[8]

$$\begin{aligned} e^{\frac{ip}{2}} I_1 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) &= ber_1(h) + ibei_1(h); \\ e^{-\frac{ip}{2}} K_1 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) &= ker_1(h) + ikei_1(h); \\ e^{\frac{ip}{2}} I_0 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) &= iber(h) - bei(h); \\ e^{-\frac{ip}{2}} K_0 \left(he^{\frac{ip}{4}} \right) &= -i ker(h) + kei(h), \end{aligned} \quad (15)$$

в которых $ber(h)$, $bei(h)$, $ker(h)$, $kei(h)$, $ber_1(h)$, $bei_1(h)$, $ker_1(h)$, $kei_1(h)$ - функции Кельвина индексов нуль и единица.

Учитывая (13), (14) и (15), находим

$$\begin{aligned} \mathbf{Re} w &= h [c_1 ber_1(h) - c_2 bei_1(h) + c_3 ker_1(h) - c_4 kei_1(h)]; \\ \mathbf{Im} w &= h [c_1 bei_1(h) + c_2 ber_1(h) + c_3 kei_1(h) + c_4 ker_1(h)]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} \frac{dw}{dh} = & -\frac{h}{\sqrt{2}} \{c_1[bei(h) + ber(h)] + c_2[ber(h) - bei(h)] + \\ & + c_3[kei(h) + \ker(h)] + c_4[\ker(h) - kei(h)]\}; \\ \operatorname{Im} \frac{dw}{dh} = & \frac{h}{\sqrt{2}} \{c_1[ber(h) - bei(h)] - c_2[bei(h) + ber(h)] + \\ & + c_3[\ker(h) - kei(h)] - c_4[kei(h) + \ker(h)]\}. \end{aligned} \quad (16)$$

Выражения (12) и (16) приводят к системе четырёх алгебраических уравнений для определения констант $c_j, j = \overline{1;4}$:

$$\begin{aligned} c_1 ber_1(h_1) - c_2 bei_1(h_1) + c_3 \ker_1(h_1) - c_4 kei_1(h_1) &= A * wh_1^{-1}; \\ c_1 bei_1(h_1) + c_2 ber_1(h_1) + c_3 kei_1(h_1) + c_4 \ker_1(h_1) &= 0; \\ c_1 f_1 + c_2 f_2 + c_3 f_3 + c_4 f_4 &= 0; \\ c_1 f_2 - c_2 f_1 + c_3 f_4 - c_4 f_3 &= 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Здесь $h_0 = \frac{2}{I} \sqrt{\frac{w}{n_0}}$; $h_1 = h_0 \sqrt{x_1}$; $f_{1,2} = ber(h_0) \pm bei(h_0)$;
 $f_{3,4} = \ker(h_0) \pm kei(h_0)$.

Решив систему (17), находим постоянные:

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad c_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad c_3 = c_1 d_1 + c_2 d_2; \quad c_4 = -c_1 d_2 + c_2 d_1; \\ \Delta_1 &= A * wh_1^{-1}[ber_1(h_1) + d_1 \ker_1(h_1) + d_2 kei_1(h_1)]; \\ \Delta_2 &= -A * wh_1^{-1}[bei_1(h_1) + d_1 kei_1(h_1) - d_2 \ker_1(h_1)]; \\ \Delta &= [ber_1(h_1) + d_1 \ker_1(h_1) + d_2 kei_1(h_1)]^2 + [bei_1(h_1) + d_1 kei_1(h_1) - d_2 \ker_1(h_1)]^2; \\ d_1 &= -\frac{f_1 f_3 + f_2 f_4}{f_3^2 + f_4^2}; \quad d_2 = \frac{f_1 f_4 - f_2 f_3}{f_3^2 + f_4^2}. \end{aligned}$$

Учитывая значения констант, а также выражения (5), (9), (10) и (16), получаем искомое решение краевой задачи

$$\begin{aligned} u(y, t) = & \frac{g \sin q}{I^2 n_0} (x - x_1 + x_1 \ln x_1 - x \ln x) + h[c_1 ber_1(h) - c_2 \times \\ & \times bei_1(h) + c_3 \ker_1(h) - c_4 kei_1(h)] \sin(wt) + h[c_1 bei_1(h) + c_2 ber_1(h) + \end{aligned}$$

$$+ c_3 \text{kei}_1(h) + c_4 \text{ker}_1(h)] \cos(wt). \quad (18)$$

Для выбранной аппроксимации неоднородности колебания скорости потока слоя выражаются с помощью затабулированных в [8] функций Кельвина.

Эти таблицы можно применять и для расчёта удельной производительности решета, которая представляется интегралом

$$\bar{Q}(t) = \int_0^h u(y, t) dy = -\frac{2}{I} \int_{h_0}^{h_1} u(h, t) h^{-1} dh. \quad (19)$$

Для вычисления интеграла учтём, что [8]

$$\begin{aligned} \int ber_1(h) dh &= \frac{1}{\sqrt{2}} [ber(h) - bei(h)]; \quad \int bei_1(h) dh = \frac{1}{\sqrt{2}} [bei(h) + ber(h)]; \\ \int \text{ker}_1(h) dh &= \frac{1}{\sqrt{2}} [\text{ker}(h) - kei(h)]; \quad \int kei_1(h) dh = \frac{1}{\sqrt{2}} [kei(h) + \text{ker}(h)]. \end{aligned}$$

Подставив (18) в (19), находим

$$\begin{aligned} \bar{Q}(t) &= \frac{gh \sin q}{I^2 n_0} \left[x_1 h (\ln x_1 - 2) + \frac{2}{I} (1 - x_1) \right] - \frac{2}{I} \times \\ &\times [c_1 \Phi_1 - c_2 \Phi_2 + c_3 \Phi_3 - c_4 \Phi_4] \sin(wt) - [c_1 \Phi_2 + c_2 \Phi_1 + \\ &+ c_3 \Phi_4 + c_4 \Phi_3] \cos(wt). \end{aligned}$$

Здесь

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \frac{1}{\sqrt{2}} [ber(h_1) - ber(h_0) - bei(h_1) + bei(h_0)]; \\ \Phi_2 &= \frac{1}{\sqrt{2}} [bei(h_1) - bei(h_0) + ber(h_1) - ber(h_0)]; \\ \Phi_3 &= \frac{1}{\sqrt{2}} [\text{ker}(h_1) - \text{ker}(h_0) - kei(h_1) + kei(h_0)]; \\ \Phi_4 &= \frac{1}{\sqrt{2}} [kei(h_1) - kei(h_0) + \text{ker}(h_1) - \text{ker}(h_0)]. \end{aligned}$$

Производительность решета также меняется по гармоническому закону, но с некоторым смещением по фазе по отношению к колебаниям рабочей плоскости, по которой движется смесь.

Численные результаты и их анализ. Расчёты проведены для зерновой смеси пшеницы при следующих исходных данных: $r = 750 \text{ кг/m}^3$; $f = 0,47$; $M = 0,00004 \text{ кг}$; $r_0 = 0,001825 \text{ м}$; $h = 0,006 \text{ м}$, $I = 50 \text{ м}^{-1}$; $n_0 = 0,00005 \text{ м}^2 \text{с}^{-1}$.

Работу решета характеризовали параметрами: $q = 5^0$; $A^* = 0,0075 \text{ м}$; $w = w_1 = 41,86 \text{ с}^{-1}$; $w = w_2 = 52,33 \text{ с}^{-1}$.

Вычисленные по формуле (18) распределения скорости по толщине слоя в различные моменты времени показаны на рис. 2 а) и б). С течением времени профиль скорости существенно меняется у поверхности решета. У свободной поверхности слоя он меняется незначительно. Там скорость потока смеси близка к постоянному значению.

Выводы. При экспоненциальном изменении эффективной вязкости зерновой смеси амплитуды колебаний скорости потока её на плоском виброрешете выражаются через функции Кельвина. Происходит быстрое затухание амплитуд колебаний с удалением от поверхности решета и у свободной поверхности слоя абсолютная скорость потока близка к постоянному значению.

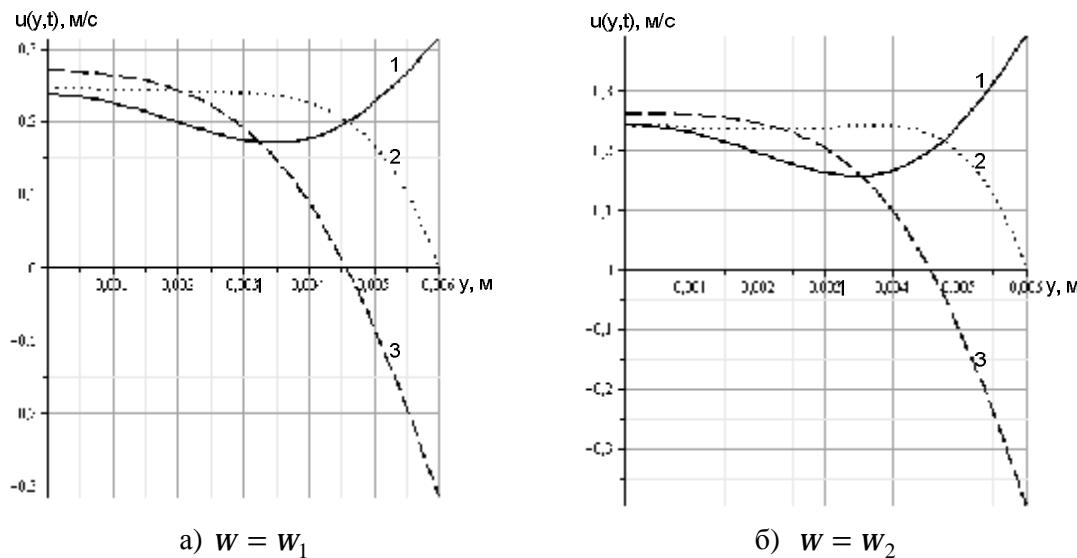


Рисунок 2 – Профили потока зернової смесі пшениці в різні моменти часу:

$$— t = \frac{p}{2w}; \dots t = \frac{p}{w}; - - t = \frac{3p}{2w}.$$

Література: 1.Захаров Н.М. Об аналогии вибрируемого слоя с вязкой жидкостью // Доклады МИИСП. – М., 1966. – Т. 3. Вип. 1. – С. 201-210. 2. Урьев Н.Б., Михайлов Н.В., Ребиндер П.А. Исследование реологических свойств высокодисперсных порошков в процессе вибрации // Доклады АН СССР, 1969, Т.184, № 2. – С. 14-17. 3. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. - 224с. 4. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Гидродинамика сепарирования зерна. – Харьков: Міськдрук, 2010. - 174 с. 5. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. К расчёту движения зерновой смеси на вибрирующем плоском наклонном решете // Вібрації в техніці та технологіях. 2009. - №1(53). – С. 109-113. 6. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О колебаниях скорости зерновой смеси на виброрешете // Вібрації в техніці та технологіях. 2010. - №1(57). – С. 118-123. 7. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О колебаниях скорости неоднородного слоя зерновой смеси на плоском виброрешете // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. Вип. 10. Т.7. – С. 32-42. 8. Абрамович А., Стиган И. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами). М.: Наука, 1979. – 832с.

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.

**ПРО КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ НЕОДНОРІДНОГО
ВІБРООЗРІДЖЕННОГО ШАРУ ЗЕРНА НА ПЛОСКОМУ РЕШЕТИ**

Розглянуто усталені коливання швидкості потоку вібророзрідженого зернового шару зі змінною по товщині шару віброс'язкістю суміші. Для випадку, коли зміна віброс'язкості апроксимується показниковою функцією, розв'язок динамічної граничної задачі виражено в функціях Кельвіна. Проведено аналіз результатів розрахунків.

Olshanskii V.P., Olshanskii S.V.

**ABOUT VIBRATIONS OF VELOCITY OF MOTION NON-UNIFORM
VIBROLIQUEFACTION OF A LAYER GRAIN ON A FLAT SIEVE**

The vibrations of velocity of a flow vibroliquefaction of a grain layer with variable on thickness of a layer vibroviscosity of a mix are considered. For a case, when change vibroviscosity approximate by indicative function, the solution of a dynamic regional problem is expressed in Kelvin functions. The analysis of results of account is carried out.

УДК 519.3

Радиевский А. Е.

**РАЗВИТИЕ "НЕКЛАССИЧЕСКИХ" МЕТОДОВ ВАРИАЦИОННОГО
ИСЧИСЛЕНИЯ**

Введение. Из всего многообразия проблематики проектирования современных систем управления техническими системами в различных отраслях хозяйства, проблема оптимальности является определяющей [1]. Особенности реализации проблемы оптимальности отмеченных систем управления указывают на необходимость использования "неклассических" методов вариационного исчисления [2], одним из которых является формализм Дубовицкого-Милютина [3,4].

Анализ предметной области. Формализм Дубовицкого-Милютина явился источником многочисленных исследований как теоретической, так и прикладной направленности. В настоящее время развитие формализма Дубовицкого-Милютина ведется в научных школах Российской Федерации, Украины, Республики Беларусь, Республики Молдова, Германии, Республики Польша, Румынии, Чешской Республики, Венгерской Республики, Соединенных Штатов Америки, Китайской Народной Республики, Финской Республики, Государства Израиль, Республики Венесуэла, Японии, Мексиканских Соединенных Штатов, Республики Куба, Южной Африки. В настоящей работе исследуются особенности развития формализма Дубовицкого-Милютина в работахпольской математической школы. Развитие происходило как в теоретической, так и прикладной направленности. Относительно работ теоретической направленности можно выделить два направления: новые виды конических аппроксимаций и использование конических аппроксимаций формализма Дубовицкого-Милютина для исследования определенных классов экстремальных задач. Новые виды конических аппроксимаций, а также обобщение на их основе основной теоремы формализма Дубовицкого-Милютина используются в задачах: с n ограничениями типа равенство и многокритериальной оптимизации. Конические аппроксимации, свойственные формализму Дубовицкого-Милютина, используются в задачах: математического программирования, экстремальной для класса сложных функций, с запаздыванием,

оптимального управления, с распределенными параметрами, численных алгоритмов. В методологическом аспекте исследования в работах польской математической школы базируются на методологии формализма Дубовицкого-Милютина, а их основные результаты аналогичны основным положениям общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина.

Цель исследования. Целью настоящего исследования является анализ вклада польской математической школы в развитие "неклассических" методов вариационного исчисления в рамках общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина.

Особенности развития формализма Дубовицкого-Милютина в трудах польской математической школы. *Новые виды конических аппроксимаций и обобщение основной теоремы формализма Дубовицкого-Милютина.* Конические аппроксимации, отличные от использующихся в формализме Дубовицкого-Милютина [3,4], вводятся в [5] (внутренний и внешний конус), [6] (конус прямого и обратного смысла) и [7] (регулярное направление). На основе введенных в [5-7] конических аппроксимаций основная теорема формализма Дубовицкого-Милютина [3,4] обобщается в двух аспектах [8,9]: использование более слабых конических аппроксимаций (для ограничений в форме внешних и внутренних конусов, а для их сопряженных - прямого и обратного смысла) и наличие в исследуемой задаче n ограничений типа равенство. В [9] в банаховом пространстве X задан функционал $F: X \rightarrow R$; $Z_i \in X, i \in [1, k]$ -ограничения типа

неравенство, $Z_i \in X, i \in [k+1, n]$ -равенство. Точка $x^0 \in Q = \prod_{i=1}^k \text{int } Z_i \cap \prod_{i=k+1}^n Z_i$ та-

кая, что $F(x^0) = \min_{x \in Q \cap U(x)} F(x)$, где $U(x)$ окрестность точки x . Показано, что необходимым условием экстремума в точке x^0 является выполнение условия

$$\prod_{i=0}^k \text{int } Z_i \cap \prod_{i=k+1}^n Z_j \cap U(x^0) \setminus x^0 = \emptyset.$$

Задача с n ограничениями типа равенство. В [10-22] исследуются различные аспекты задачи на экстремум, необходимые условия для которых получены в форме локального принципа максимума. В [10] предполагается, что функции, задающие ограничения типа неравенство и равенство непрерывны по (x, u) , а частные производные по Фреше функций, задающих ограничения типа равенство, кроме того, измеримы по t . В [11,12] в банаховых пространствах $X, Y_i, i \in [1, n]$ исследуется оператор $F(x) = (F_1(x), \dots, F_n(x))$,

где $F_i : X \rightarrow Y_i, Z = \prod_{i=1}^n Z_i = \{x \in X : F(x) = 0\}, Z_i = \{x \in X : F_i(x) = 0\}$ - непрерыв-

ные, дифференцируемые по Фреше [11] или Гато [12]. Использование понятия регулярности оператора $F(x)$ в точке $x^0 \in Z$ (ослабление положений, изложенных в [8], относительно тангенциального конуса и его сопряженного, а также изложенных в [13], относительно дифференцируемости операторов по Гато), позволило обосновать применимость положений формализма Дубовицкого-Милютина для случая n ограничений типа равенство, заданных в операторной форме. При более слабых требованиях, чем в [8], в [14,15] исследуется проблематика необходимых условий экстремума для задачи с ограничениями типа равенство на фазовые координаты и управление. Классическая задача оптимального управления при более слабых (по сравнению с требованиями формализма Дубовицкого-Милютина) требованиях к дифференцируемости операторов по

Гато, исследуется в [16,17]. Отмечается, что полученные результаты могут быть использованы при наличии смешанных ограничений в исследуемой задаче. В [18] в банаховом пространстве исследуется оператор $P(x)$, для нахождения конуса тангенциальных направлений $Q = (x : P(x) = 0)$ используется метод сжимающихся направлений [13]. Если ограничение типа равенство является нерегулярным, уравнение Эйлера-Лагранжа является вырожденным. Показано [19], что оно может быть получено в невырожденной форме, если исследуемый оператор, является дважды дифференцируем по Фреше. В [20] теорема Люстерника обобщена на случай, когда оператор, задающий ограничение типа равенство, дважды дифференцируем по Фреше. Используя это обобщение, в [21] доказывается локальный принцип максимума, имеющий невырожденную форму.

Задача многокритериальной оптимизации. В банаховом пространстве X задан векторный критерий качества $J(x) = (J_1(x), \dots, J_n(x))$, $J_i(x)$, $i \in [1, n]$ -заданные функционалы, $Z_i \subset X$ -ограничения типа неравенство, $\text{int } Z_i \neq 0$, $i \in [1, k]$, $Z_i \subset X$ -ограничения типа равенство, $\text{int } Z_i = 0$, $i \in [k+1, n]$ [11,19,22,23]. Необходимо определить

$$J(x^0) = \min_{x \in Z \cap U(x)} J(x), \text{ где } Z = \prod_{k=1}^n Z_k \text{ и } U(x) \text{ некоторая окрестность точки } x^0. \text{ На основе}$$

положений формализма Дубовицкого-Милютина и приведенных в [5] конических аппроксимаций, в [22,23] приводится теорема, обобщающая основную теорему формализма Дубовицкого-Милютина на задачи многокритериальной оптимизации. Задача, в которой ограничения типа равенство задаются в операторной форме, исследуется в [11,23]. В [19] исследуется аномальная задача многокритериальной оптимальности. Проанализированы особенности использования уравнения Эйлера-Лагранжа (необходимость выполнения требования дважды дифференцируемости по Фреше для операторов, определяющих ограничения типа равенство). В [11,19,22,23] основной результат получен в форме локального оптимума по Парето.

Задача математического программирования. В локально выпуклом пространстве X , $x \in A \subset X$, A -компакт, в [24] для невыпуклой задачи математического программирования, необходимо определить $\min J_0(x)$ при условии, что $J_i(x) \leq 0$, $i \in [1, n]$. На основе положений формализма Дубовицкого-Милютина [3,4] определены: конус направлений убывания функционала $J_0(x)$ в точке x^0 и его сопряженный; конус возможных направлений для множеств $Q_i = (x \in X : J_i(x) \leq 0, i \in [1, n])$ и их сопряженные; конус тангенциальных направлений к ограничению $x \in A$ и его сопряженный. Основной результат сформулирован в форме теоремы Куна-Таккера.

Экстремальные задачи для класса сложных функций. В [25] исследуется задача для класса функций одной переменной, чьи элементы допускают интегральное представление. На основе положений формализма Дубовицкого-Милютина [3,4] определены: конус возможных направлений оптимизируемого критерия качества и сопряженный к нему; конус возможных направлений для ограничений типа неравенство и сопряженные к ним; конус тангенциальных направлений для ограничения типа равенство и сопряженный к нему; линейные функционалы f_i^* , $i \in [0, n]$, заданные на соответствующих

сопряженных конусах не все нулевые одновременно и такие, что $\sum_{i=0}^n f_i^* = 0$.

Задача управления с запаздыванием. Задача оптимального управления по интегральному критерию качества системой дифференциальных уравнений n -го порядка с запаздыванием по состоянию и управлению исследуется в [26]. На основе положений

формализма Дубовицкого-Милютина [3,4] сформулированы необходимые условия оптимальности в форме локального принципа максимума.

Задача оптимального управления. В пространство абсолютно непрерывных функций $x(t)$ в [27,28] задан функционал

$$J(x, u) = \int_0^1 \Phi(x, u, t) dt$$

и ограничения $\frac{dx}{dt} = f(x, u, t)$, $u \in U$, где $x(0) = x_0$, U - множество измеримых функций в

[27], $G^0(x(0)) = 0$, $G^1(x(1)) = 0$ -регулярные отображения, U – замкнутое выпуклое множество, $\text{int } U \neq \emptyset$ [28]. На основе положений формализма Дубовицкого-Милютина [3,4] основной результат в [28,29] получен в форме интегрального принципа максимума. При этом, в [27] не предполагается выполнение условия $\text{int } U \neq \emptyset$, а в [28] - для рассматриваемого класса управлений не удовлетворяется поточечный принцип максимума.

Задачи с распределенными параметрами. В [29-37] в пространствах Соболева исследуются задачи Дирихле (гиперболического [29] и параболического [32-37] типов), Неймана (гиперболического типа [30]) и Больца [31]. Постановки задач идентичны рассмотренным в [38], а условия оптимальности базируются на положениях формализма Дубовицкого-Милютина [3,4].

Разработка численных алгоритмов. В [29,33,34] исследуются численные методы решения задач оптимального управления для систем с распределенными параметрами (задача Дирихле для линейного дифференциального управления гиперболического [29] и параболического [33,34] типов при квадратичном критерии качества). Обосновывается необходимость применения трансформация исходной задачи к задаче определения экстремума на замкнутом, выпуклом подмножестве гильбертова пространства. В [29,33] решение сформулированных задач сводится к задаче квадратичного программирования, а в [34] - решение на основе метода проекции градиента в гильбертовом пространстве. Получены условия строгой сходимости для используемых методов.

Заключение. Исследованы работы польской математической школы по развитию методов вариационного исчисления. Объектом исследования явился класс "неклассических" задач вариационного исчисления в рамках основной схемы формализма Дубовицкого-Милютина. Проведенное исследование позволило получить следующие новые результаты, имеющие научное и прикладное значение. Научная значимость результатов исследования состоит в акцентировании факта развития формализма Дубовицкого-Милютина в плане исследования новых классов экстремальных задач. Практическая значимость результатов исследования определяется тем, что результаты работ польской математической школы позволяют их использовать в структуре математического обеспечения при проектировании современных систем управления техническими системами.

Литература: 1. Сиразетдинов Т.К. Методы решения многокритериальных задач синтеза технических систем. - М: Машиностроение, 1988. - 160с. 2. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицкого-Милютина в общей структуре вариационного исчисления. // Радиоэлектроника и информатика. - 2009. - №3. - С.32-37. 3. Дубовицкий А.Я., Милютин А.А. Задачи на экстремум при наличии ограничений // Ж. вычисл. мат. и мат. физ. - 1965. - 5, №3. - С. 395-453. 4. Гирсанов И.В. Лекции по математической теории экстремальных задач. - М.: Изд-во МГУ, 1970. - 117с. 5. Lasiecka J. Conical

approximations of sets in optimization theory // Control and Cybernetic. - 1975 (1976). - vol 4, N3-4. - P. 39-58. 6. Walczak S. Some properties of cone in normed spaces and their application to investigating extremal problems // J. Optimiz. Theory and Appl. - 1984. - 42, N4. - P. 561-582. 7. Altman M. A general maximum principle for optimization problems // Studia math. - 1968. - 31, N4. - P.319-329. 8. Lasiecka J. Generalization of the Dubovitsky-Miluytin optimality conditions // J. Optimiz.Theory and Appl. - 1978. - 24, N3. - P. 421-436. 9. Kotarski W. Further generalization of the Dubovicki-Miluytin theorem // J. Optimiz. Theory and Appl. - 1987. - 54, N3. - P. 565-573. 10. Ledzewicz-Kowalewska U. A necessary conditions for a problem of optimal control with equality and inequality constraints // Control and Cybernetics. - 1985. - 14, N4. - P.351-360. 11. Ledzewicz-Kowalewska U. On some specification of the Dubovitskii-Milyutin method // Nonlinear anaysis. - 1986. - 10, N2.- P. 1367-1371. 12. Ledzewicz-Kowalewska U. Application of the method of contractor directions to the Dubovitskii-Milyutin formalism // J. Math. Anal. and Appl. - 1987. - 5, N1.- P. 174-184. 13. Altman M. An application of the method of contractor directions to nonlinear programming // Numer. Funct. Anal. Optim. – 1979. - 1, №6. - P. 647-663. 14. Ledzewicz-Kowalewska U. The extremum principle control with mixed constrained // Acta Universitatis Lodzienensis Folia mathematica. - 1987. - N2. - P. 37-60. 15. Ledzewicz-Kowalewska U. Application of some specification of the the method of the Dubovitskii-Milyutin method to problems of optimal control // Nonlinear Anal., Theory, Met. and Appl. – 1988 .- 12, N2.- P. 101-108. 16. Ledzewicz-Kowalewska U. On the optimal control problems with Gateanx differentiable operator constraints // J. Math. Anal. and Appl. - 1988. -130, N2. - P. 301-315. 17. Ledzewicz-Kowalewska U. A necessary condition for the extremal problems under Gateanx differ-rentiability // J. Math. Anal. and Appl. - 1988. - 134, N1. - P.158-169. 18. Ledzewicz-Kowalewska U. On extremum problems in the presence of unbounded operator constraint // J. Math. Anal. and Appl. - 1990. - 151, N2. - P. 344-358. 19. Ledzewicz-Kowalewska U. Euler-Lagrange equation in the case of nonregular equality constraints // J. Optimiz. Theory and Appl. - 1991. - vol. 71, № 3. - P. 549-568. 20. Ledzewicz U., Schattler H. Second-order conditions for extremum problems with nonregular equality constraints // J. Optimiz. Theory and Appl. - 1995. - 86, N1. - P. 113-144. 21. Ledzewicz U. Extension of the local maximum principle to abnormal optimal control problems // J. Optimiz. Theory and Appl. – 1993. - vol. 77, N3. - P. 661-681. 22. Kotarski W. Characterization of Pareto optimal points in problems with multi-equality constraints // Optimization. - 1989. - 20, N1.-P. 93-106. 23. Kotarski W. On some specification of the Dubovicki-Milutin theorem for Pareto optimal problems // Nonlinear Anal., Theory, Meth. and Appl. - 1990. - 14, N3. - P.287-291. 24. Baranowicz J, Walczak S. On some mathematical programming problem in a locally convex space // Bull.Soc. Sci. et letter lodz. - 1986. - N25. - P. 1-11. 25. Mikolajczyk L, Walczak S. On application of the Dubovitskii-Milyutin method to investigating certain extremal problems // Demonstr. Math. - 1980. - 13, N2. - P. 509-530. 26. Lasiecka J. Warunki konieczne optymalnosci sterowania do stanuzupelnego dla ukladow opisanych rowanniami rozniczkavymi zwyczajnymi z opoznieniami stanu i ste-rowania // Arch. Automat. i telemech.-1973.-18,N4.-P. 373 - 393. 27. Walczak S. On some control problem // Acta Universitatis Lodzienensis. Folia mathematica. - 1984. - №1. - P. 187–196. 28. Sztajnic J. Transversalityt conditions for control with bounded variation // Acta Universitatis Lodzienensis. Folia mathematica. - 1984. - № 1. - P. 131-149. 29. Kowalewski A., Kotarski W. Application of Milutin-Dubovicki's method to solving an optimal control problem for hyperbolic systems // Проблемы управ. и информ. (BHP). - 1980. - 9, N3.- P. 183-193. 30. Kowalewski A. O pewnym problemie optymalizacji dla obiektu hiperbolicznego // AGH. Opuscula mathematica. - 1986. - N2. - P. 95-104. 31. Walczak S. Optimality conditions for a Bolza problem governed by hyperbolic system of Darboux-Goursa type // Annales polonici mathe-matici. - 1991. - 53, N1. - P. 7-14. 32. Kotarski W., Kowalewski A. On application of

conical approximations to an optimal control problem for parabolic systems // Pr. nauk. USI. Kato-wicach. - 1981. - N420. - P.1220. 33. Kowalewski A., Kotarski W .On the application of conical approximations to an optimal control problem for systems described by partial differential equations of parabolic type with time delay // Проблемы управл. и информ. (BHP). - 1981. - 10, N5. - P. 341-351. 34. Kotarski W., Kowalevski A. On optimal control problem with initial state not priori given // Problems of Control and Information Theory.-1983.-12 (5).-P.349-359. 35. Kotarski W. Optimal control of a system governed by a parabolic equation with an infinite number of variables and time delay // J. Optimiz. Theory and Appl.-1989.- 63, N1.- P.57-67. 36. Kotarski W. Optimal control of a system governed by a parabolic equation with an infinite number of variables // J. Optimiz. Theory and Appl.-1989.- 60, N1.-P.33-41. 37. Kotarski W. Optimal control of distributed parameter systems with nonstandard cost functionals // Пробл. компл.автоматизації. Тр. 4 Междун. научн.- техн. конф., Київ, 17-20 окт.1990. Секція 1. - Київ.-1990. - С.112-116. 38. Лионс Ж.-Л. Оптимальное управление системами, описываемыми уравнениями с частными производными. – М.: Мир. – 1972. – 414с.

Радієвський А.Е.

РОЗВИТОК "НЕКЛАСИЧНИХ" МЕТОДІВ ВАРИАЦІЙНОГО ЧИСЛЕННЯ

Проаналізовано внесок польської математичної школи у розвиток "некласичних" методів варіаційного числення у межах загальної схеми формалізму Дубовіцького-Мілютина.

Radievskiy A. E

**DEVELOPMENT OF THE "UNCLASSICAL" METHOD OF THE CALCULUS OF
VARIATIONS**

Analysis the development of polish mathematic school to "unclassical" method of the calculus of variations in limit of the general scheme of the Dubovitski-Milutin formalism under consideration.

УДК 618.514.01:517.977.5

Радиевский А. Е.

**ФОРМАЛИЗМ ДУБОВИЦЬКОГО-МИЛЮТИНА И ЗАДАЧА
МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ**

Введение. Характерной особенностью современного этапа автоматизации технологических процессов в таких областях как энергетика, машиностроение, металлургия, химия, нефтехимия, управление подвижными объектами, современные средства ведения вооруженной борьбы является требование, в частности, учета многокритериального характера функционирования исследуемых объектов управления (ОУ) и условия ограниченности и замкнутости областей их определения [1]. Основой математического обеспечения при реализации процедуры проектирования исследуемых систем управления (СУ) являются методы вариационного исчисления [2], а условие ограниченности и замкнутости областей их определения указывает на необходимость использования "неклассических" методов вариационного исчисления [3]. Одним из разделов вариационного исчисления, разработанного для проектирования и исследования класса "неклассических" задач, является формализм Дубовицкого-Милютина [4].

Аналіз предметної області. Формалізм Дубовицького-Мілютина явився источником многочисленних исследований как теоретической, так и практической направленности. На основе положений работ Дубовицкого А.Я. и Милютиной А.А. [5-7] в работах [8-20] исследуются особенности развития формализма Дубовицкого-Милютиной применительно к классу задач многокритериальной оптимизации (МО), которые могут быть классифицированы на две группы [21]. Первую группу составляют работы [8-15], в которых приводятся абстрактные исследования отдельных аспектов задач МО, а вторую группу составляют работы [16-20], в которых исследуются определенные типы задач МО. В работах первой группы исследуются необходимые и достаточные условия оптимальности. Так, в [8-11] исследуются задачи в линейных пространствах, на которых задано рефлексивное и транзитивное бинарное отношение [8]; введенные в [12] аппроксимации (конус прямого и обратного смысла) исследуются в [9, 11]; условия слабого оптимума по Парето исследуются в [10]. В [13-15] на исходном пространстве задано частичное упорядочение (в [13,15] посредством выпуклого, замкнутого конуса с непустой внутренностью, в [14] – на основе положений векторной топологии). В работах [16,17] второй группы исследуется многокритериальная задача математического программирования, а в [18-20] - динамические задачи многокритериальной оптимизации. Необходимо отметить, что в методологическом аспекте теоретические исследования в работах [8-20] соответствуют методологии формализма Дубовицкого-Милютиной, а их основные результаты - теоремы аналогичны основной теореме формализма Дубовицкого-Милютиной.

Цель исследования. Целью настоящего исследования является установление того, что задача многокритериальной оптимизации должна исследоваться, с одной стороны, как экстремальная, а с другой - как многокритериальная.

Постановка и особенности динамической задачи многокритериальной оптимизации. Оптимизируется векторный критерий качества

$$J(u) = J(f_0(x, u, q, t)),$$

задаваемый как некоторая функция множества $(J_i(u))_{i=1}^m$ локальных критериев качества вида $J_i(u) = M(\lambda_i \int_{t_0}^{t_1} W_i(x, u, q_i, t) dt), i \in [1, m]$ при наличии ограничений

$$\frac{dx}{dt} = F(x, u, p, w, t), \quad (2)$$

$$(x, u, p, w, t) \in E, \quad (3)$$

$$(x, t_0) \in P_0, (x, t_1) \in P_1, \quad (4)$$

где E - область определения задачи; $x \in E^n$ состояние; $u \in E^r$ - управление; $w \in E^w$ - возмущение; E^n, E^r, E^w некоторые пространства; $q \in E_0^q = (q : |q| \leq q_{max})$, $q_i \in E_{i0}^q = (q_i : |q_i| \leq q_{i max})$ - параметр функционала $J(u)$ и i -го локального критерия качества соответственно; $\lambda_i \in \Lambda_0 = (\lambda_i : \lambda_i \geq 0, \sum_{i=1}^m \lambda_i = 1)$ - весовые коэффициенты; $p \in E^p = (p : |p| \leq p_{max})$ - параметр ОУ (2); $q_{max} = \text{const} > 0$, $q_{i max} = \text{const} > 0$,

$p_{\max} = \text{const} > 0$ -заданные числа; $P_i, i \in [0,1]$ -многообразия; M -математическое ожидание; $(x^0(t), u^0(t), [t_0, t_1])$ -решение исследуемой задачи.

Пусть $E^n = C^n(t_0, t_1)$ -пространство n -мерных непрерывных на $[t_0, t_1]$ функций $x(t)$ с нормой $\|x\| = \max|x(t)|, \forall t \in [t_0, t_1] \subset R^1, x \in Q = (x : |x| \leq x_{\max}), \text{int } Q \neq \emptyset$, \emptyset -пустое множество; $E^r = L_\infty^r(t_0, t_1)$ -пространство r -мерных существенно ограниченных на $[t_0, t_1]$ измеримых функций $u(t)$ с нормой $\|u\| = \text{vrai sup}|u(t)|, \forall t \in [t_0, t_1] \subset R^1, u \in U = (u : |u| \leq u_{\max}), \text{int } U \neq \emptyset$;

$E^w = (\Omega, D, \mu)$ - вероятностное пространство измеримых функций $w(t)$, заданных на множестве Ω , D - σ -алгебра, связанная с множеством Ω , μ -вероятностная мера; $x(t_0) \in X_0 = (x(t_0) : |x(t_0)| \leq x_{\max}(t_0)), x(t_1) = 0; u_{\max}, x_{\max}, x_{\max}(t_0)$ - заданные числа; $t \in [t_0, t_1] \subset R^1$ -время, $[t_0, t_1]$ -интервал управления, R^1 -числовая прямая.

Исследование задачи (1)-(5) связано, с одной стороны, с исследованием проблем, специфичных для экстремальных задач (существование и единственность решения, необходимые и достаточные условия оптимальности, метод нахождения решения) [22], а с другой - для задач многоокритериальной оптимизации (определение множества Парето, задание принципа оптимальности, нормализация и задание приоритета (степени важности) для множества локальных критериев качества) [23].

Существование и единственность решения. Множество U в силу его выпуклости и замкнутости [6] является компактным [24]. Множество пар вариаций (\bar{x}, \bar{u}) , удовлетворяющих выражению $W_i(x, u, q_i, t)$, принадлежит конусу убывания K_{io} , образует открытый выпуклый конус с вершиной в нуле, $K_{io} \neq \emptyset$, для которого можно построить сопряженный конус K_{io}^* а, следовательно, и линейный функционал $f_{io}(\bar{x}, \bar{u}) \in K_{io}^*, f_{io}(\bar{x}, \bar{u}) \geq 0$ [6]. $K_0 = \prod_{i=1}^m K_{io} \neq \emptyset$, также является открытым выпуклым конусом с вершиной в нуле [25], для которого можно построить сопряженный конус K_0^* , а, следовательно, и линейный функционал $f_0(\bar{x}, \bar{u}) \in K_0^*, f_0(\bar{x}, \bar{u}) \geq 0$ [6]. Так как $(\prod_{i=1}^m K_{io})^* = \sum_{i=1}^m K_{io}^*$ [7], то $J(u) = M(f_0(\bar{x}, \bar{u})) = M(\sum_{i=1}^m f_{io}(\bar{x}, \bar{u}))$. Заданный на открытом выпуклом множестве функционал $J(u)$ является непрерывным [7]. Поэтому в задаче (1)-(5) существует тройка $(x^0(t), u^0(t), [t_0, t_1])$ [22]. Если функционал $J(u)$ удовлетворяет свойству строгой выпуклости, то тройка $(x^0(t), u^0(t), [t_0, t_1])$ является единственной [26].

Множество Парето. $E = E^n \times E^r \times E^w \times E_0^q \times E^p \times X_0 \times R^1$. Тогда $E = E^c \cup E^s$, $E^c \cap E^s = \emptyset$, где $E^c = (u : J_i(u) \leq J_i(u^0))$ и $\Leftrightarrow J_i(u) < J_i(u^0)$, - множество Парето, $E^s = (u : J_i(u) = J_i(u^0))$ -множество согласия [23]. Пусть $E_i^o = ((u : J_i(u) \leq J_i(u^0)) \setminus E^s) \cup E^s(u^0)$. Тогда имеет место следующая зависимость

[27], удовлетворяющая свойству симметричности $(\prod_{i=1}^m E_i^0) \prod (\prod_{i=1}^m K_{i0}) = (u^0)$, левая часть которой определяет множество Парето.

Необходимые и достаточные условия оптимальности. Множества U и Q в силу их выпуклости и замкнутости [6] являются компактными [24]. Тогда функционал $f_0(\bar{x}, \bar{u}) \in K_0^*$ получим в виде [6,7]

$$f^0(\bar{x}, \bar{u}) = M \left(- \int_{t_0}^{t_1} \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i W'_{ix}(x^0, u^0, q_i, t), \bar{x} \right) + \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i W'_{iu}(x^0, u^0, q_i, t), \bar{u} \right) dt \right)$$

где $W'_{ix}(x^0, u^0, q_i, t)$, $W'_{iu}(x^0, u^0, q_i, t)$ производные по x и u от $W_i(x, u, q_i, t)$.

Если K_1 конус возможных направлений в точке u^0 и функционал $f_1(\bar{u}) \in K_1^*$, то $f_1(\bar{u}) = (0, f'_1(\bar{u}))$, где $f'_1(\bar{u}) \in L_\infty^r(t_0, t_1)$ и является опорным к множеству U в точке u^0 .

Если K_4 конус возможных направлений в точке x^0 и функционал $f_4(\bar{x}) \in K_4^*$, то $f_4(\bar{x}) = (0, f'_4(\bar{x})) \in K_4^*$, где $f'_4(\bar{x}) \in C^{n*}(t_0, t_1)$ и является опорным к множеству Q в точке x^0 . Тогда, принимая во внимание вид опорных функционалов для исследуемого ОУ, уравнение Эйлера запишем в виде [6] $\sum_{i=0}^4 f_i(\bar{x}, \bar{u}) = 0$ или, учитывая вид опорных функционалов $f_i(\bar{x}, \bar{u}), i \in [0, 4]$,

$$f'_1(\bar{u}) = \int_{t_0}^{t_1} [(-F'_u(x^0, u^0, p, w, t))^T \Psi(t) + M \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i W(x^0, u^0, q_i, t), \bar{u} \right)] dt + f'_4(\bar{x}),$$

где T – транспонирование, а $\Psi(t)$ является решением системы дифференциальных уравнений

$$\frac{d\Psi}{dt} + (F'_x(x^0, u^0, p, w, t))^T = M \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i W'_{ix}(x^0, u^0, q_i, t) \right), \Psi(t_1) = 0.$$

Принимая во внимание вид интегрального линейного функционала, опорного к множеству U в точке u^0 [6, 7] получим, что $\forall t \in [t_0, t_1], \forall u \in U$

$$((-F'_u(x^0, u^0, p, w, t))^T \Psi(t) + M \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i W'_{iu}(x^0, u^0, q_i, t), u - u^0(t) \right)) \geq 0.$$

Задание принципа оптимальности. Множество пар вариаций (\bar{x}, \bar{u}) , удовлетворяющих выражению $W_i(x, u, q_i, t)$, принадлежит конусу убывания K_{io} , образует открытый выпуклый конус с вершиной в нуле, $K_{io} \neq \emptyset$, для которого можно построить сопряженный конус K_{io}^* а, следовательно, и линейный функционал $f_{io}(\bar{x}, \bar{u}) \in K_{io}^*$, $f_{io}(\bar{x}, \bar{u}) \geq 0$ [6]. $K_0 = \prod_{i=1}^m K_{io} \neq \emptyset$, также является открытым выпуклым конусом с вершиной в нуле [25], для которого можно построить сопряженный конус

K_0^* , а, следовательно, и линейный функционал $f_0(\bar{x}, \bar{u}) \in K_0^*, f_0(\bar{x}, \bar{u}) \geq 0$ [6]. Так как $(\sum_{i=1}^m K_{i0})^* = \sum_{i=1}^m K_{i0}^*$ [7], то $J(u) = M(f_0(\bar{x}, \bar{u})) = M(\sum_{i=1}^m f_{i0}(\bar{x}, \bar{u}))$.

Заключение. Исследование динамической задачи многокритериальной оптимизации на основе положений формализма Дубовицкого-Милютина позволило показать, что динамическая задача многокритериальной оптимизации должна исследоваться на основе положений, с одной стороны, теории экстремальных задач, а, с другой – теории многокритериальной оптимизации. Вопросы, связанные с методами решения, нормализации и задания приоритета (степени важности) для множества локальных критериев качества, определяются техническими и технологическими особенностями функционирования исследуемой СУ.

Литература: 1. Сиразитдинов Т.К. Методы решения задач синтеза технических систем. – М.: Машиностроение, 1988. - 160с. 2. Алексеев В.М., Тихомиров В.М., Фомин С.В. Оптимальное управление.– М.: Наука,1979. - 432с. 3. Понtryагин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. - М., ФМГ, 1961. - 391с. 4. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицкого-Милютина в общей структуре вариационного исчисления.I // Радиоэлектроника и информатика. - 2009. - №3. - С.32-37. 5 Дубовицкий А.Я., Милютин А.А. Задачи на экстремум при наличии ограничений // Доклады АН СССР. - 1963. - 149, N4. - С.759 - 762. 6. Дубовицкий А.Я., Милютин А.А. Задачи на экстремум при наличии ограничений // Журнал вычислительной математики и математической физики. - 1965.- 5, N3.- С.395 - 453. 7. Гирсанов И.В. Лекции по математической теории экстремальных задач. - М.: Издательство МГУ,1970. - 117с. 8. Vlach Milan. On necessary conditions of optimality in linear spase // Comment. Math. Univ.carol. - 1970.- 11, N3 .- P.501 – 513. 9. Kotarski W. Characterization of Pareto optimal points in problems with multi-equality constraints // Optimization . - 1989. - 20, N1. - P.93 - 106.10. Minami M. Weak Pareto optimality of multiobjective problems in a locally convex linear topolo-gical spase // Journal Optimization Theory and Applications. - 1981. - 34, N4. - P.469 - 484. 11. Kotarski W. On some specification of the Dubovicki-Milutin theorem for Pareto optimal problems // Nonlinear Anal., Theory, Meth. and Appl.- 1990. - 14, N3. - P.287- 291. 12. Walczak S. Some properties of cone in normed spaces and thier application to inves-tigating extremal problems // Journal Optimization Theory and Applications - 1984. - 42, N4. - P.561 – 582. 13. Lantos B. Necessary conditions for the optimality in abstract optimal control problems with non-scalar-valued performance criterion // Проблемы управления и теория информации (Венгрия). - 1976. - 5, N3 - P.271 - 284. 14. Gahler Siegfried. Eine Verallgemeinerung des Satzes von Dubovickij-Miljutin // Math.Nachr. - 1977. - 77. - P.117 – 138. 15. Zubiri J. A necessary condition for optimality in vector optimization problem // Dep. Math.Univ. Econ.Budapest (Publ.). - 1989. - N5. - P.49 - 56.16. Censor Y. Pareto optimality in multiobjective problems // Appl. Math. and Optim.- 1978.- 4,N1.- P.41 - 59. 17. Vlach Milan. Dubovitskii - Milyutin optimization formalism for multi - criteria problems // Oper. Res. - Verfahren. - 1978. - 31.- P.677 - 687.18. Заботин В.И. О задаче оптимизации по векторному критерию // Труды КАИ. - 1971.- Вып.135.- С.69 -75. 19. Lantos B. The local supremum principle for optimum control problems with non-scalar- valued performance criterion // Period. polytechn. Elec. Eng. - 1976. - 20, N3. - P.313 - 323. 20. Lantos B. Necessary conditions for the optimality in optimal control problems with non - scalar- valued performance criterion // “Link.Sci.and Appl.Automat. Contr. Proc. 7th Jrienn. World Congr. Jnt. Fed. Automat. Contr., Helsinki, 1978. vol 2” Oxford. e.a., 1979, P.1033 - 1040. 21. Радиевский А.Е. Задачи многокритериальной оптимизации и методы их решения

// Автоматика.-1981.- №5.-С.84-92. 22. Иоффе А.Д., Тихомиров В.Н. Теория экстремальных задач.- М.: Наука, 1974. - 480с. 23. Емельянов С.В., Борисов В. И., Малевич А.А., Черкашин А.М. Модели и методы векторной оптимизации // Итоги науки и техники. Техническая кибернетика. - 1973. - т.5. - С.386-448. 24. Колмогоров А.Н., Фомин С.В. Элементы теории функций и функциональный анализ.- М.: Наука, 1968. - 496с. 25. Рокафеллер Р.Т. Выпуклый анализ. - М.: Мир, 1973. - 469с. 26. Флеминг У., Ришель Р. Оптимальное управление детерминированными и стохастическими системами. - М.: Мир, 1978. - 316с. 27. Болтянский В.Г. Экстремальные задачи и метод шатров // Труды ВНИИ системных исследований. - 1989.- №14. - С.-136-147.

Радієвський А.Е.

**ФОРМАЛІЗМ ДУБОВІЦЬКОГО-МИЛЮТИНА ТА ЗАДАЧА
БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ**

На основі положень формалізму Дубовіцького - Мілютіна досліджується динамічна задача багатокритеріальної оптимізації. Доведено, що його застосування дозволяє дослідувати динамічну задачу багатокритеріальної оптимізації як екстремальну, так і як багатокритеріальну.

Radievski A. E.

**THE DUBOVITSKI-MILUTIN FORMALISM AND THE TASK OF MULTICRITERION
OPTIMIZATION**

The dynamic task of the multicriterion optimization under consideration by use Dubovitski-Milutin formalism. The proof that his application allow investigation the task as extremal and as multecriterion.

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 621.833.7

Приймаков А.Г., Устиненко А.В., Приймаков Г.А.

НОВЫЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ КОНСТРУКТИВНО-УНИФИЦИРОВАННОГО РЯДА СИЛОВЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ ДЛЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ УКРАИНЫ

Введение. Актуальность проблемы.

Силовые волновые зубчатые редукторы (СВЗР) находят широкое применение в промышленности, как в Украине, так и в мировой практике [1-3].

На сегодняшний день в Украине функционирует лишь один государственный стандарт – ГОСТ 23108-78 "Редукторы волновые зубчатые одноступенчатые. Основные параметры" [1], который регламентирует следующие характеристики двухволновых одноступенчатых редукторов: внутренний диаметр гибкого колеса; номинальное передаточное отношение; допускаемый крутящий момент на тихоходном валу; допускаемая радиальная нагрузка на вал; масса. Однако, современные тенденции развития СВЗР в Украине, СНГ и мировой практике [2, 3] показывают, что на смену кинематическим двухволновым схемам приходят силовые трехволновые зубчатые редукторы с металло-полимерными гибкими колесами, силовые двухволновые редукторы со сдвоенными и двумя независимыми гибкими колесами и силовые волновые передачи с промежуточными телами качения (ВППТК).

ГОСТ 23108-78 распространяется же только на одноступенчатые ВЗР общего назначения с крутящими моментами на тихоходном валу от 22,4 Н·м до 6300 Н·м и передаточными отношениями от 80 до 315.

Актуальной представляется проблема создания государственного стандарта по расчету и проектированию СВЗР всех перечисленных выше типов, а для этого необходимо разработать методологию создания и оптимизации конструктивно-унифицированного ряда СВЗР для отраслей машиностроения Украины. Для того, чтобы такая методология была и актуальной, и практически полезной, она должна быть научно обоснованной и оптимизированной.

Цель статьи.

Разработка методологии построения и оптимизации конструктивно-унифицированного ряда СВЗР для создания на ее основе государственного стандарта Украины по конструктивному оформлению всех известных типов СВЗР.

Эконометрические аспекты построения конструктивно-унифицированного ряда СВЗР.

Авторы статьи, проанализировав статистические данные 2000-2010г.г. и, прежде всего, данные НИИ Редуктор (г. Киев) о потребности отраслей машиностроения Украины в редукторах общемашиностроительного назначения, накопили достаточную базу данных об использовании СВЗР с определенными сочетаниями параметров: крутящий момент на тихоходном валу $M_{\text{треб}}$; частота вращения генератора волн $n_{\text{треб}}$; мощность на тихоходном валу $N_{\text{треб}}$; передаточное отношение i .

Полученные результаты исследований потребностей отрасли обобщены в виде гистограмм использования требуемых параметров $M_{\text{треб}}$, $n_{\text{треб}}$, $N_{\text{треб}}$ и $i_{\text{треб}}$, которые при-

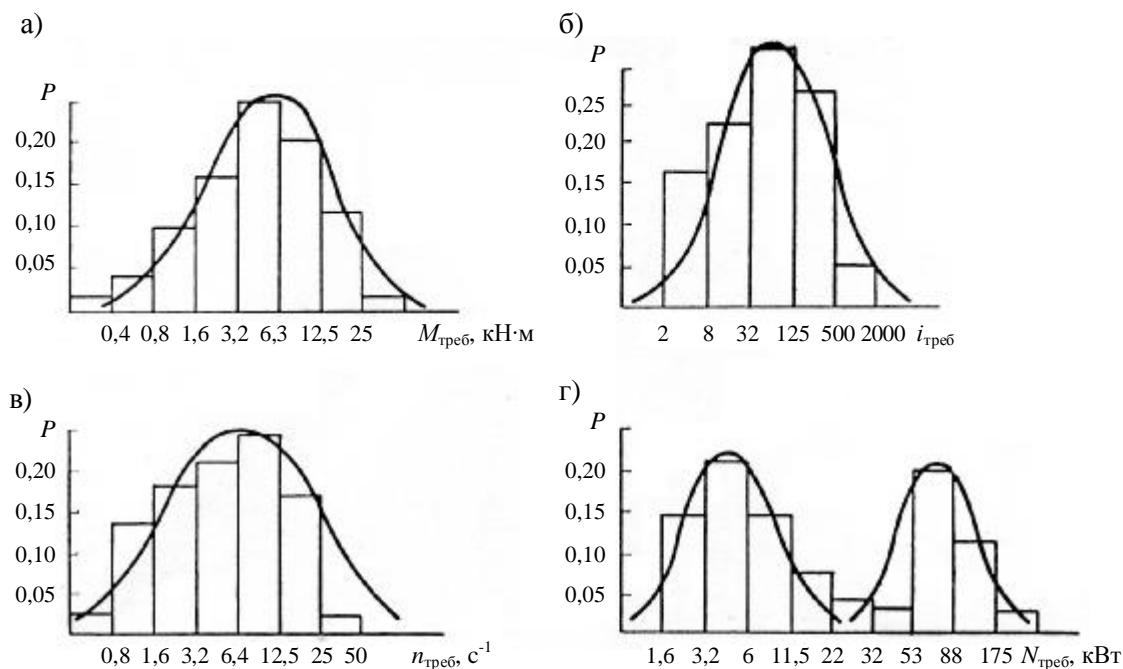


Рисунок 1 – Гистограммы распределения требуемых параметров СВЗР:

- а) – кругящего момента; б) – передаточного отношения;
- в) – частоты вращения; г) – мощности

ведены на рисунке 1, где P – эмпирическая вероятность проявления величины любого из названных параметров.

Для параметров $M_{\text{треб}}$, $n_{\text{треб}}$ и $i_{\text{треб}}$ гистограммы эмпирического распределения плотности вероятности с хорошей сходимостью по критериям Пирсона и Колмогорова можно заменить теоретическими логнормальными законами распределения. Мощность $N_{\text{треб}}$ имеет большую дисперсию в механизмах привода строительных и дорожных машин и лучше описывается суммой логнормальных законов распределения плотности вероятности.

Чтобы определить требуемую величину выпуска СВЗР с определенными параметрами, достаточно перемножить вероятность появления сочетаний параметров и общий годовой выпуск механизмов.

Согласно типовой методике оптимизации многомерных параметрических рядов [4], для решения оптимизационной задачи необходимо выполнить два условия:

- 1) зависимость суммарных затрат от программы выпуска должна быть строго возрастающей вогнутой функцией;
- 2) необходимо выразить одним числом возможность замены одного редуктора другим.

Согласно комбинаторному методу [5, 6] построение ряда СВЗР одного типа должна осуществляться по двум базовым параметрам: диаметру делительной окружности гибкого колеса d_d и передаточному отношению i .

Старый, но не устранивший в Украине и СНГ ГОСТ 2185-66 регламентирует эти же базовые параметры и предусматривает их рост в геометрической прогрессии, что, по мнению авторов, не учитывает плотности потребления СВЗР.

Существует также предложение учесть рост параметров ряда редукторов в виде последовательности чисел Фибоначчи [5], считая такую последовательность самооптимизирующемся, что ставит автора идеи на позиции математического формализма.

Эконометрический метод [7, 8] рационален, но приводит к некоторому многообразию возможных решений с неизбежным уточнением методами динамического программирования (метод "решетки" или задача о брахистохроне). При этом методе затраты на производство $\ddot{O}_{\bar{i}}$ и эксплуатацию $\ddot{O}_{\bar{Y}}$ СВЗР записутся следующим образом:

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{O}_{\bar{i}} = \tilde{N}_{\bar{i}} m_{\bar{i}} \bar{I}_{\bar{i}}; \\ \ddot{O}_{\bar{Y}} = \tilde{N}_{\bar{Y}} m_{\bar{Y}} \bar{I}_{\bar{Y}}, \end{array} \right\} \quad (1)$$

где $\tilde{N}_{\bar{i}}$, $\tilde{N}_{\bar{Y}}$ – удельные затраты, грн/кг; $m_{\bar{i}}$, $m_{\bar{Y}}$ – масса редукторов (с технологической оснасткой); $\bar{I}_{\bar{i}}$, $\bar{I}_{\bar{Y}}$ – выпускаемое количество.

Если редуктор большого типоразмера заменяет рядом стоящий меньшего типоразмера, то суммарные затраты будут равны:

$$\ddot{O}_{\bar{i}+(n+1)} = \tilde{N}_{n+1} m_{n+1} (\bar{I}_{\bar{i}} + \bar{I}_{\bar{i}+1}). \quad (2)$$

Замена считается целесообразной, если выполняется условие

$$\ddot{O}_{\bar{i}} + \ddot{O}_{n+1} > \ddot{O}_{\bar{i}+(n+1)}, \quad (3)$$

и нецелесообразной, если

$$\ddot{O}_{\bar{i}} + \ddot{O}_{n+1} \leq \ddot{O}_{\bar{i}+(n+1)}. \quad (4)$$

Если замена редуктора n на $(n+1)$ оказалась целесообразной, то аналогично определяется целесообразность замены обоих этих редукторов на редуктор $(n+2)$.

Методика поиска варианта ряда, имеющего минимальную стоимость или минимальное число членов, состоит в следующем.

1. Строятся все возможные сочетания редукторов – структуры, которые получаются при заменах одних редукторов другими.

2. Из полученных структур комбинаторикой перебираются все возможные варианты рядов и сопоставляются их показатели – число типоразмеров в ряду и суммарная стоимость затрат по ряду. Программа такой переборки имеется в стандартном пакете MathLab.

Рациональные номенклатуры машиностроительной продукции и ее приводных систем достигается, прежде всего, за счет определения оптимальных рядов этой продукции. Процесс определения оптимальности ряда можно представить как перераспределение параметров и объемов выпуска с целью определения минимума суммарных приведенных затрат z :

$$z = f(K, d_{ai}, R_i), \quad (5)$$

где d_{ai} , R_i – диаметр окружности выступов и серийность i -го члена ряда гибких зубчатых колес СВЗР ($i = 1, 2, \dots, k$).

По методике [7] минимальные приведенные затраты по каждому варианту определяются суммой

$$z = C_j + E_{\bar{i}} K_j \rightarrow \min, \quad (6)$$

где C_j , K_j – текущие затраты и капитальные вложения по j -му варианту; $E_{\bar{i}}$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Капитальные вложения K_j включают капитальные затраты на выпуск и затраты на эксплуатацию. Тогда величина z с учетом (5) находится так:

$$z = \sum_{i=1}^k C_{in} \frac{R_{in}}{(1+E_{\bar{i}})^t} + E_{\bar{i}} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n (S_{in} + C_{in} j_{ij}) \frac{R_{in}}{(1+E_{\bar{i}})^t} + QKE_{\bar{i}} \rightarrow \min, \quad (7)$$

где R_{in} – программа выпуска СВЗР i -го типоразмера в n -м году, шт; $j = 1, \dots, n$ – число лет выпуска; t – период времени приведения затрат, годы; $E_{\bar{i}}$ – норматив для приведения разновременных затрат; $i = 1, \dots, k$ – число типоразмеров в исходной выборке; S_{in} – капитальные затраты на выпуск СВЗР i -го типоразмера в n -м году, грн; C_{in} – затраты на эксплуатацию СВЗР i -го типоразмера в n -м году, грн; j_{ij} – коэффициенты замены; Q – единовременные затраты, грн.

Для определения конструктивных параметров гибких колес СВЗР как комплектующих авторы рекомендуют использовать при оптимизации ряда метод "ветвей и границ" [8, 9].

В целом задача выбора унифицированной конструкции СВЗР является многоуровневой задачей оптимизации параметрических рядов. Если задача формируется в линейном виде, то и решается она методами линейного программирования; в противном случае – методами динамического программирования.

Установлено [2, 6], что связь между ценой СВЗР, его массой и серийностью имеет вид:

$$\ddot{O} = k_{\dot{O}} \frac{m^a}{N_{\bar{i}}^b}, \quad (8)$$

где m – масса, кг; $N_{\bar{i}}$ – серийность СВЗР, шт; $k_{\dot{O}}$ – коэффициент, равный 3,12…5,37 [2]; a, b – показатели степени, $a = 0,825$; $b = 0,3 / (\lg N_{\bar{i}} + 1)$ [2].

В качестве целевой функции метода "ветвей и границ" авторы рекомендуют затраты на эксплуатацию СВЗР, которые можно определить так:

$$C_{in} = k_{\dot{Y}} \left(\frac{m}{P} \right)^{0,4} N_{\bar{i}} P^{0,016} \left(4,17 + \frac{1,7}{P - 1,4} \right), \quad (9)$$

где $P = P_{\text{нр}} = N_{\bar{i}} / n + 2$ – средняя повторяемость; n – число потребителей; $k_{\dot{Y}}$ – коэффициент, равный 6,65…9,65 [6].

Анализируя статистические данные (см. рисунок 1) авторы построили нелинейные зависимости $M_{\text{обла}} = f(P)$, $i_{\text{обла}} = f(P)$, $n_{\text{обла}} = f(P)$, $N_{\text{обла}} = f(P)$ и при целевой функции $C(m) \rightarrow \min$ (C – себестоимость) определили область A одновременного оптимального сочетания требуемых параметров СВЗР, выполненных по трехволной схеме с использованием металлополимерных гибких колес (МГК). Аналогичные области получены и для других конструктивных схем СВЗР.

На рисунке 2 показана область A для трехволновых СВЗР с металлополимерными гибкими колесами в координатах $i_{\text{обла}} - M_{\text{обла}}$, исходя из указанной целевой функции. Параметры $M_{\text{обла}}$ и $N_{\text{обла}}$ при этом легко найти по классическим зависимостям

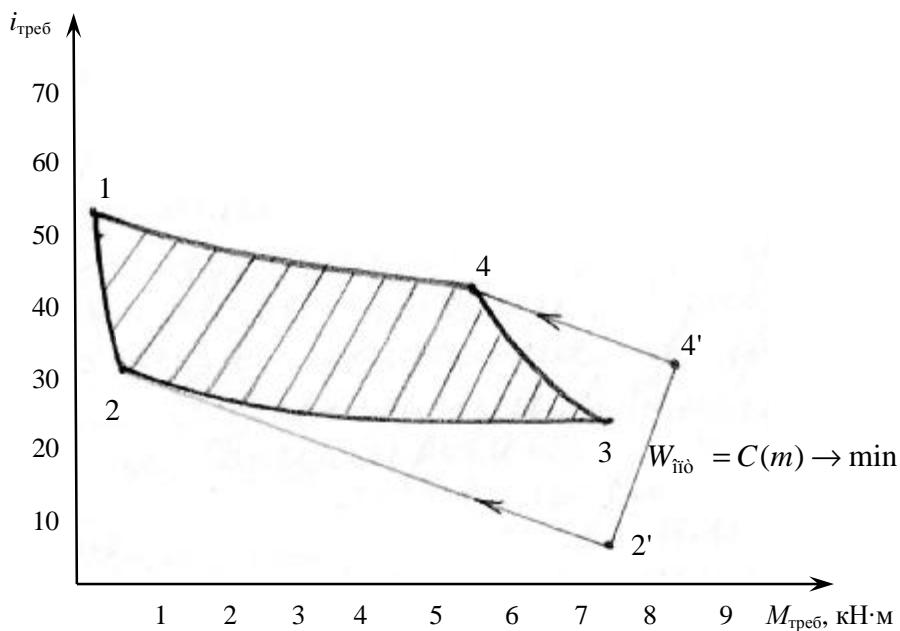


Рисунок 2 – Область A одновременного оптимального сочетания требуемых параметров трехволнового СВЗР с МГК
(целевая функция $W_{\text{нж}} = C(m) \rightarrow \min$)

прикладной механики. Данные рисунка 2, несомненно, будут полезны разработчикам нового ГОСТа и проектантам СВЗР.

Математическая модель построения конструктивно-унифицированного ряда СВЗР.

Остановимся теперь на создании и исследовании математической модели построения конструктивно-унифицированного ряда СВЗР с МГК [3].

Исследование возможностей унифицированного использования СВЗР в приводных системах отечественного машиностроения проведено на модели их структуры с использованием теории графов, а уточнение рациональных вариантов — с помощью динамического программирования и теории оптимизации конструкций. Модель структуры механизмов СВЗР должна фиксироваться некоторой математической структурой, способной изоморфно отобразить свойства редуктора, проявляемые в условиях производства и эксплуатации. Сложность математического моделирования СВЗР с целью их унификации заключается в том, что математическая структура должна отобразить не только количественные, но и качественные характеристики волнового привода.

Основные качественные характеристики,ываемые при унификации, — это те функции, которые выполняют механизмы волнового привода и комплектующие их агрегаты, сборочные единицы и детали. Векторы функций $\{f_{ij}\}$, которые при этом выполняют $\{a_{ij}\}$ элементы структуры механизмов привода разных уровней, состоят из следующих функций: преобразование различных видов энергии в механическую или одного вида движения в другой; редуцирование (или мультиплицирование) параметров движения и регулирование передаточного отношения; разделение и сложение энергетических потоков; изменение направления движения в пространстве и др.

Элементы структуры механизмов привода a_{ij} взаимосвязаны между собой посредством внешних кинематических пар ($W_{a_{ij}}$), помеченных, в свою очередь, трехзначным числом в соответствии с характером подвижностей, допускаемых кинематической парой. Матрица сложности структуры (A) по столбцам и строкам определена вектором, состоящим из номеров всех входящих функционально ориентированных элементов структуры a_{ij} , а по диагонали определена вектором функций $\{f_{ij}\}$, соответствующих этим элементам, [3]:

$$A = a_{ij} \begin{pmatrix} a_{m1} & \mathbf{K} & a_{ij} & \mathbf{K} & a_{mn} \\ \{f_{m1}\} & \mathbf{L} & & & (W_a) \\ & \mathbf{O} & & & \\ \mathbf{M} & & \{f_{ij}\} & & \mathbf{M} \\ & & & \mathbf{O} & \\ a_{1n} & (W_a) & \mathbf{K} & & \{f_{in}\} \end{pmatrix} \quad (10)$$

где $i = 1, \dots, m$ – номер конструктивно-компоновочного уровня, к которому могут относиться как детали, так и сборочные единицы, агрегаты, механизмы; $j = 1, \dots, n$ – порядковый номер объекта на произвольном уровне.

В данную матрицу могут быть записаны все типы СВЗР, а также комплектующие их детали и механизмы, известные в научно-производственной практике. Матричное задание структуры СВЗР позволяет:

- находить и унифицировать в механизмах привода элементы структуры одинакового функционального назначения;
- оптимизировать параметры всей структуры методом динамического программирования как дискретной многоуровневой системы;
- находить новые состояния структуры механизмов привода путем объединения, разделения и перестановок ее элементов.

Благодаря указанным свойствам и возможностям их реализации на ЭВМ предложенное матричное отображение структуры механизмов волнового привода может быть принято как математическая модель для решения задач их оптимизации. В качестве оптимизационного может быть принят критерий минимума затрат в производстве и эксплуатации СВЗР.

Исходной информацией для использования расчетного алгоритма является матрица (f_{ij}) , $i = 1, \dots, m$; $j = 1, \dots, n$ и векторы $\{S_i\}$ и $\{E_j\}$, где i – перечень типоразмеров СВЗР, способных в совокупности удовлетворить j -е требуемые параметры; E_j – величина требуемого выпуска СВЗР с j -ми параметрами; S_i – затраты на организацию производства i -го типоразмера в соответствии с E_j .

Матрица (S_{ij}) может быть представлена таблицей условнопеременных затрат, зависящих от программы выпуска и рассчитанных для каждого i -го типоразмера СВЗР. Расчет матрицы (S_{ij}) ведется с учетом коэффициента замены параметров P_{ij} , показывающего изменение срока службы i -го типоразмера при использовании в режиме работы j -го механизма привода.

Коэффициент замены параметров можно выразить по формуле:

$$P_{ij} = \left(\frac{M_j^{\text{экв}}}{M_i^{\text{экв}}} \right)^m \cdot \frac{n_j^{\text{экв}} T_j}{n_i^{\text{экв}} T_i}, \quad (11)$$

где $M^{\text{экв}}$ и $n^{\text{экв}}$ – эквивалентные параметры нагрузки; T_j – требуемый ресурс механизма привода; T_i – расчетный ресурс СВЗР; m – показатель кривой усталости материала гибкого колеса СВЗР.

Рассчитанный коэффициент замены P_{ij} округляется до целого и показывает, сколько i -х типоразмеров СВЗР потребуется для установки в j -м механизме привода за весь срок службы машины.

Выходы.

1. В результате внедрения параметрического ряда СВЗР в производство унифицированных механизмов привода экономия будет возникать за счет уменьшения себестоимости, увеличения программ выпуска и за счет уменьшения массы СВЗР.

2. В результате решения оптимизационной задачи по методике [4] был получен искомый ряд. Он состоит из 9 типоразмеров СВЗР, каждый из которых базируется на 5 видах по параметрам $i_{\text{одн}}$ и $M_{\text{одн}}$. КПД СВЗР для всех 9 типоразмеров должен изменяться в пределах 0,87...0,7.

Литература: 1. ГОСТ 23108-78. Редукторы волновые зубчатые одноступенчатые. Основные параметры. – Введен 01.01.1979. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 5с. 2. Волков Д.П., Бондаренко С.В., Кайтуков Б.А. Об унификации зубчатых колес механизмов привода строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. – 1980. – №12. – С.18–20. 3. Приймаков О.Г. Системне прогнозування працездатності несучих елементів авіаційних конструкцій: Автoreферат дис... докт.техн.наук. – Харків: ПМаш ім. А.М. Підгорного, 2007. – 38с. 4. Типовая методика оптимизации многомерных параметрических рядов. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 43с. 5. Беркович М.М., Очеретянный С.М. Многоуровневые задачи построения оптимальных параметрических рядов // Стандарты и качество. – 1975. – №3. – С.12–14. 6. Слесарев М.Ю. Построение параметрических рядов механизмов трансмиссий // Стандарты и качество. – 1976. – №5. – С.18–23. 7. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений. – М.: Изд-во АН СССР, 1975. – 5с. 8. Береснев В.Л., Гимади Э.Х., Дементьев В.Т. Экстремальные задачи стандартизации. – Новосибирск: Наука, 1978. – 33с. 9. Снесарев Г.А. Теоретические основы построения систем редукторов: Автoreферат дисс... докт.техн.наук. – М., 2007. – 32с.

Приймаков О.Г., Устиненко О.В., Приймаков Г.О.

НОВИЙ МЕТОД ПОБУДОВИ КОНСТРУКТИВНО-УНІФІКОВАНОГО РЯДУ СИЛОВИХ ХВИЛЕВИХ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ МАШИНОБУДУВАННЯ УКРАЇНИ

У статті запропоновано та описано новий метод побудови конструктивно-уніфікованого ряду силових хвилевих зубчастих редукторів, заснований на комбінаторці і динамічному програмуванні багатофакторних процесів.

Prijmakov A.G., Ustinenko A.V., Prijmakov G.A.

NEW METHOD OF CONSTRUCTION OF THE CONSTRUCTIVE-UNIFIED SERIES BY POWER WAVE REDUCERS FOR UKRAINE MACHINE INDUSTRY

In paper the new method of construction of the constructive-unified series by power wave gear reducers is offered and presented. This method is based on combination theory and dynamic programming of multifactorial processes.

УДК 621.833

Протасов Р.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВЕДЕННОГО РАДИУСА КРИВИЗНЫ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Введение.

Снижение контактных напряжений в зубчатых зацеплениях является важной задачей машиностроения, так как позволяет уменьшить массу и габариты передач.

Основным геометрическим параметром, влияющим на контактные напряжения, является приведенный радиус кривизны. Его повышения можно добиться либо увеличением габаритов зубчатой передачи, либо осуществлением в зацеплении выпукловогнутого контакта зубьев. В работе [1] А.И. Павловым было предложено эвольвентное зацепление с таким видом контакта.

Это зацепление описывается с помощью универсального дифференциального уравнения второго порядка,

$$y_0'' = \frac{y_0'(1 + y_0'^2)}{-ky_0' + x_0}, \quad (1)$$

где x_0 , y_0 – декартовы координаты точек профиля исходного контура; k – коэффициент разновидности передачи, [1].

А.И. Павловым было получено решение этого уравнения для исходных контуров в виде полиномов n -й степени (чаще всего 7-й [2]),

$$\left. \begin{array}{l} x_0 \in [-1, 1]; \\ y_0(x_0) = C_1x_0 + C_2x_0^3 + \dots + C_nx_0^n. \end{array} \right\} \quad (2)$$

Определение приведенного радиуса кривизны профиля зуба.

По уравнению инструментальной рейки при помощи метода профильных нормалей [3] было получено уравнение активных профилей зубьев шестерни и колеса [4] в параметрическом виде (параметр x_0):

$$\left. \begin{array}{l} x_2(x_0) = -(y_1(x_0) - a(x_0)) \sin j_2(x_0) + (x_1(x_0) + r_2) \cos j_2(x_0); \\ y_2(x_0) = (y_1(x_0) - a(x_0)) \cos j_2(x_0) + (x_1(x_0) + r_2) \sin j_2(x_0), \end{array} \right\} \quad (3)$$

где a – величина поступательного перемещения инструментальной рейки; r_2 – делительный радиус шестерни или колеса.

Для определения кривизны профиля зуба использовалась известная формула дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой) [5]:

$$C(x_0) = \frac{y_2''(x_0) \cdot x_2'(x_0) - x_2''(x_0) \cdot y_2'(x_0)}{(x_2'(x_0)^2 + y_2'(x_0)^2)^{3/2}}. \quad (4)$$

Несмотря на громоздкость зависимостей первых и, особенно, вторых производных, полученные выражения для различных профилей эвольвентного зацепления остаются

ся неизменными, так как вид уравнения исходного контура постоянный, изменяются лишь коэффициенты при x_0 .

На полученном графике кривизны профиля (рисунок 1) отрицательное значение говорит о его выпуклости, а положительное – о вогнутости.

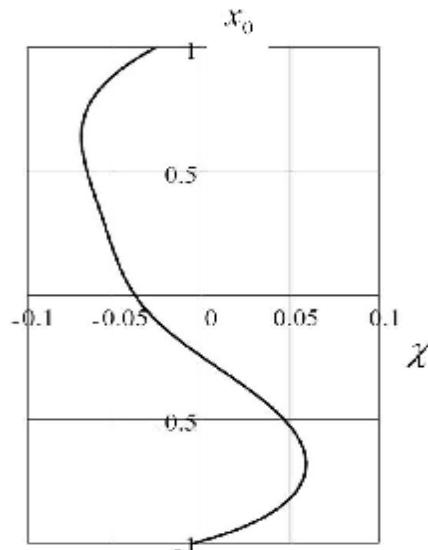


Рисунок 1 – Кривизна эволютного профиля зuba

На рисунке 2 изображены кривизны профилей зубьев шестерни и колеса согласно тому, как они расположены при их контакте в полюсе (для внешнего зацепления).

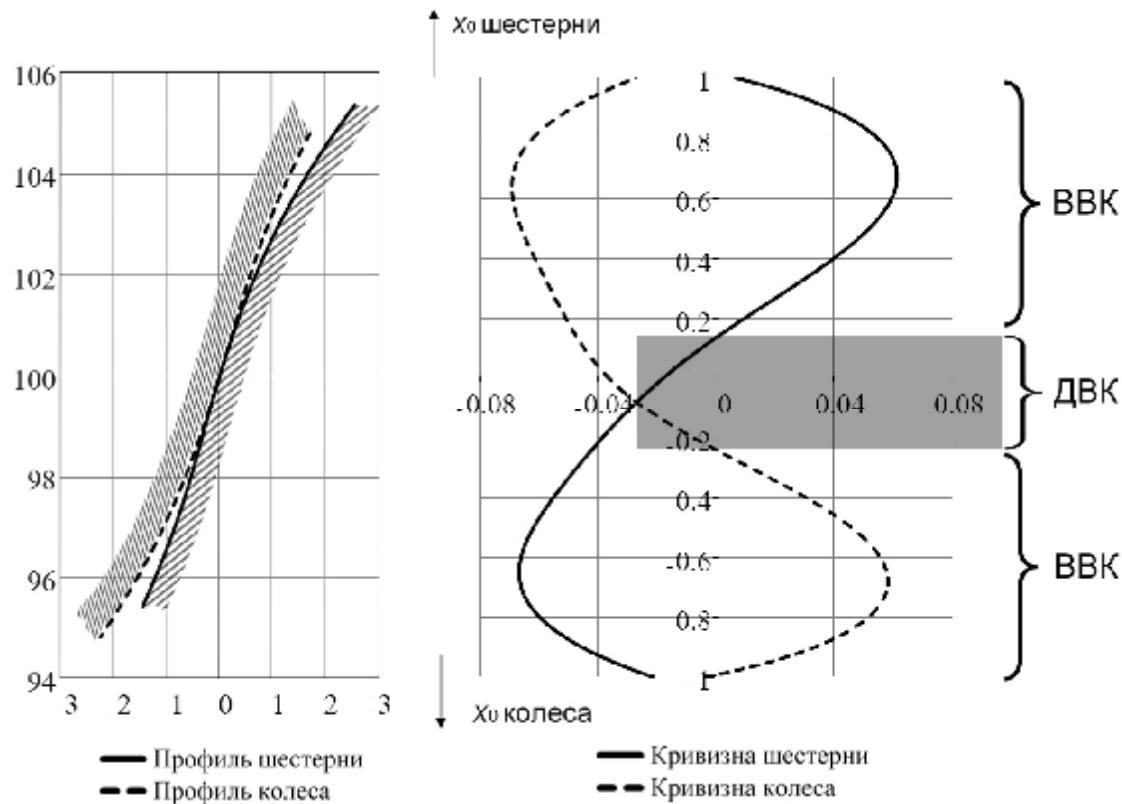


Рисунок 2 – Кривизны профилей зубьев шестерни и колеса

В приполюсной зоне, как видно из рисунка 2, графики кривизн имеют одинаковый знак, что соответствует двояковыпуклому контакту (ДВК) с низкой контактной прочностью. Наличие такого вида контакта в приполюсной зоне подтвердило тезис, ранее приведенный А.И. Павловым в его монографии [1] о том, что в двустороннем эвольютном зацеплении в районе полюса отсутствует выпукло-вогнутый контакт (ВВК).

Величина зоны ДВК по высоте зуба зависит от количества зубьев z_1 и передаточного числа i . С увеличением числа зубьев высота зоны ДВК заметно снижается (рисунок 3).

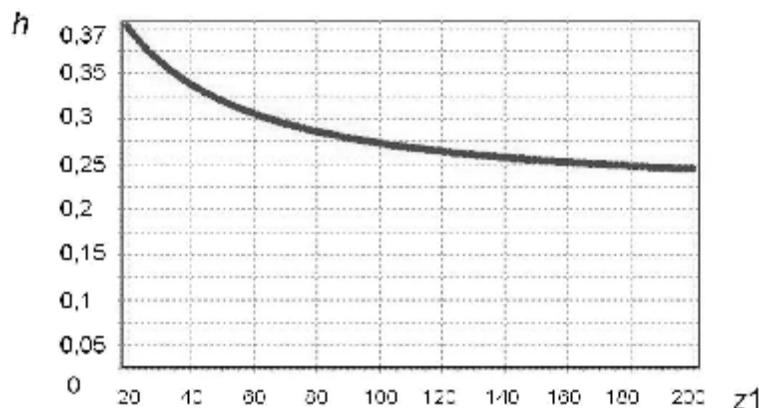


Рисунок 3 – Высота зоны ДВК относительно рабочей высоты зуба в зависимости от количества зубьев при $i=1$

На приведенном графике (рисунок 4) показана относительная высота зоны ДВК в зависимости от передаточного числа и от количества зубьев на шестерне.

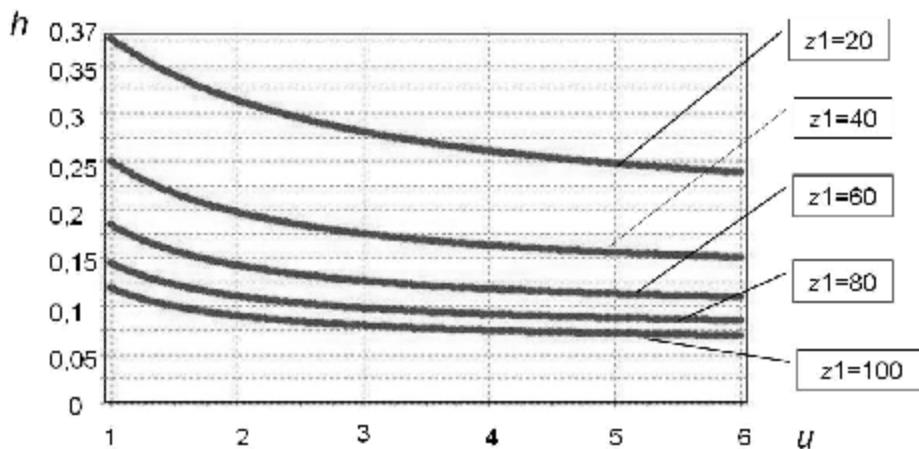


Рисунок 4 – Высота зоны ДВК относительно рабочей высоты зуба в зависимости от i и z_1

Так как эвольютные зацепления – это целое семейство профилей, то для каждого из них высота ДВК уникальна и зависит от начальных условий при решении уравнения (1) (см. рисунок 5).

После определения кривизн зубьев шестерни и колеса был получен приведенный радиус кривизны по общезвестной формуле:

$$r_{\text{вн}}(x_0) = \frac{|r_1(x_0) \cdot r_2(x_0)|}{|(r_1(x_0) + r_2(x_0))|}, \quad (5)$$

где R_1, R_2 – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса соответственно, $R(x_0) = 1/C(x_0)$.

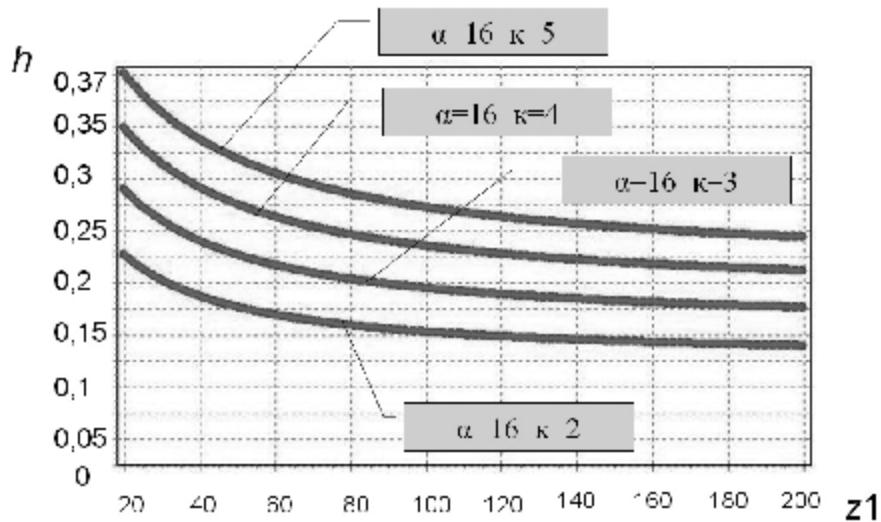


Рисунок 5 – Висота зони ДВК относительно рабочей высоты зуба
в зависимости от вида исходного контура

При расчете приведенного радиуса кривизны (5) по всей высоте зуба знак «+» в знаменателе автоматически учитывает как ВВК так и ДВК.

На рисунке 6 показаны графики приведенного радиуса кривизны для эвольвентной передачи со следующими геометрическими параметрами: коэффициент разновидности $k=5$, делительный угол профиля исходного контура $\alpha=16^\circ$, модуль $m=5\text{мм}$, число зубьев шестерни $z_1=40$, передаточное числом $i=2$, а также для эволютной передачи с такими же параметрами.

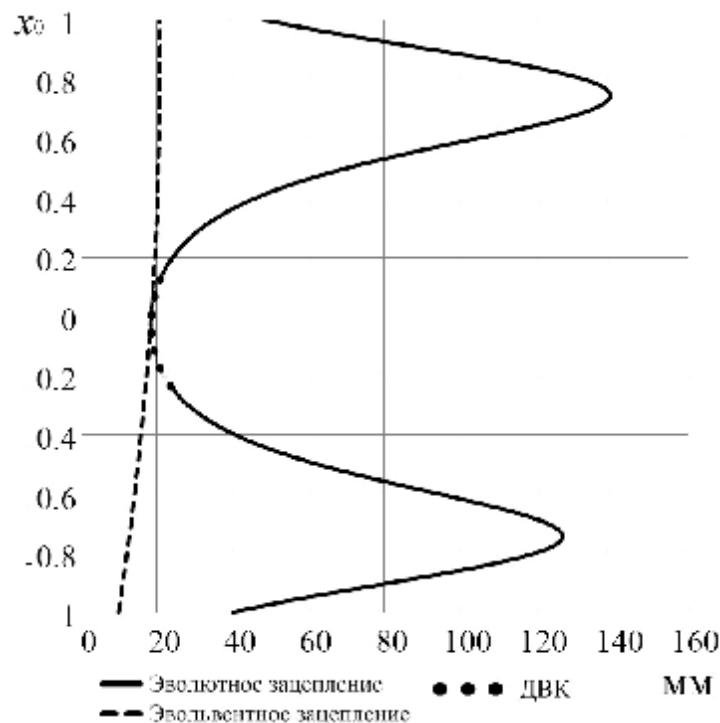


Рисунок 6 – Приведенный радиус кривизны R_{i0} , мм

Два всплеска указывают на то, что в этих зонах наименьшая разница по радиусам кривизны, что является положительным с точки зрения контактной прочности. Зона, отмеченная пунктиром – ДВК.

Контактные напряжения в эвольвентном зацеплении.

После определения приведенного радиуса кривизны был выполнен расчет контактных напряжений S_H и проанализировано, как влияет на их величину изменение $R_{i\delta}$.

Исследовалась передача с теми же параметрами, что и при расчете $R_{i\delta}$. Дополнительно было принято: крутящий момент на шестерне $T_1=1000$ Н·м, модуль упругости $E=2.12 \cdot 10^5$ МПа, ширина венца $b_w=100$ мм.

Расчет напряжений выполнялся по формуле Герца [6]:

$$S_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{i\delta}}{b_w R_{i\delta}}} \quad (6)$$

Также был проведен расчет S_H для эвольвентной передачи с такими же исходными данными. График изменения контактных напряжений при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба в эвольвентном и эволюнтном зацеплениях приведен на рисунке 7 (рассматривается случай однопарного зацепления).

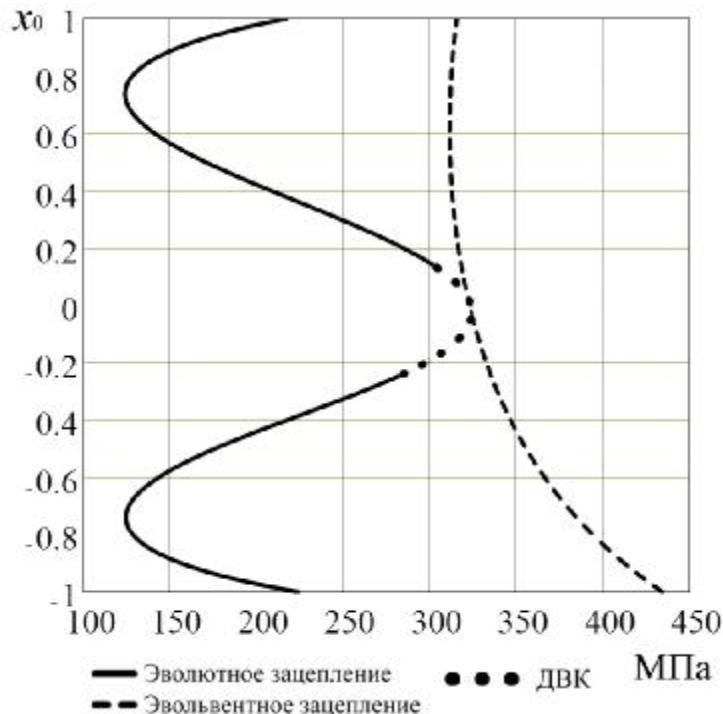


Рисунок 7 – Контактные напряжения S_H , МПа по высоте зуба

В работе [7] нами предлагалось оценивать степень снижения контактных напряжений в эвольвентной передаче относительно эвольвентной при помощи безразмерной величины K_{S_H} :

$$K_{S_H} = \frac{S_{H\hat{\alpha}\hat{\beta}\hat{\gamma}\hat{\delta}\hat{\epsilon}\hat{\zeta}\hat{\eta}}}{S_{H\hat{\alpha}\hat{\beta}\hat{\gamma}\hat{\delta}\hat{\epsilon}\hat{\zeta}\hat{\eta}\hat{\phi}}}. \quad (7)$$

На рисунке 8 представлен график изменения K_{S_H} по высоте зуба.

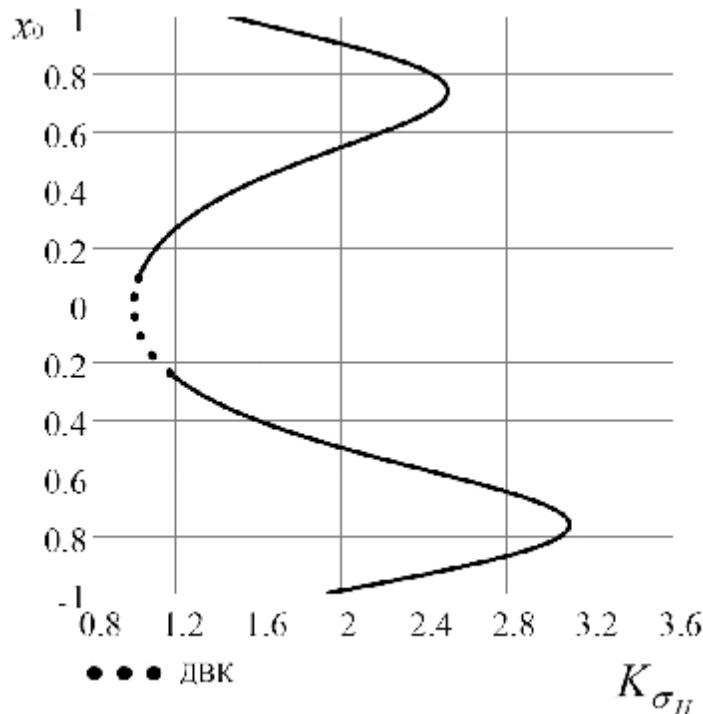


Рисунок 8 – График коэффициента снижения контактной напряженности

Анализ графиков на рисунках 7 и 8 показывает, что контактные напряжения у эвольвентной передачи в приполюсной зоне существенно выше, чем в периферийной (в полюсе практически равны напряжениям в эвольвентном зацеплении). Поэтому предварительно предлагается избавляться от ДВК модификацией исходного контура. Этого можно добиться обеспечением отсутствия контакта между зубьями, а именно, выполнить отклонение профиля в тело зуба на шестерне и колесе за счет местного (в приполюсной зоне) утолщения профиля исходного контура. При этом инструмент для нарезания шестерни и колеса будет один, как и предполагалось ранее для двустороннего эвольвентного зацепления [1, 2]. Вопрос о том, какой именно будет вид модифицированного участка профиля и величина утонения зуба шестерни и колеса в приполюсной зоне в данный момент исследуются, но речь идет о величинах менее 1/10 модуля.

Выводы.

1. По имеющимся уравнениям активного профиля зуба эвольвентной передачи была получена кривизна зубьев шестерни и колеса.
2. Анализ совместного графика кривизн зубьев шестерни и колеса показывает ДВК в приполюсной зоне, наличие которого предусматривала теория эвольвентного зацепления. Дальнейшие исследования выявили параметры, влияющие на величину этой зоны.

3. Предложено избавляться от зоны ДВК путем модификации профиля "в тело" зуба на приполюсном участке.

4. На остальной части рабочей поверхности зуба приведенный радиус кривизны эвольвентного зацепления по отношению к эвольвентному существенно больше. Соответственно контактные напряжения у эвольвентной передачи меньше по сравнению с аналогичной эвольвентной усредненно в $\approx 1,5$ раза.

Литература: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Эвольвентное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103–106. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 4. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эвольвентных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №19. – С.124–128. 5. Смирнов В.И. Курс высшей математики. В пяти томах. – Т.1. – М.: Наука, 1974.–479с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 7. Павлов А.И., Устиненко А.В., Протасов Р.В. Пути оценки контактной прочности эвольвентных передач // Вестник СевНТУ: Сб. научн. трудов. Тем вып. "Механика, энергетика, экология". – Севастополь, 2010. – №110. – С.90–94.

Протасов Р.В.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВЕДЕНОГО РАДІУСА КРИВИЗНИ
ЗУБЦІВ ЕВОЛЮТНИХ ПЕРЕДАЧ**

Розглянуто методику розрахунку приведеного радіуса кривизни евольвентних передач. Виявлено, що в приполюсній зоні має місце двояко-опуклий контакт, на що вказує і теорія евольвентних зачеплень. Ця зона не постійна по висоті зуба, а залежить від декількох параметрів. Запропоновано позбавлятися приполюсної зони шляхом модифікації вихідного профілю. На іншій частині бічного профілю зуба контактна напруга нижча за контактну напругу аналогічній евольвентній передачі.

Protasov R.V.

**RESEARCHES OF THE RELATIVE RADIUS
OF TEETH CURVATURE OF EVOLUTE GEARS**

The calculation procedure of the relative radius of curvature evolute gears is considered. It is certain, that in zone near a pitch point there is double-convex contact, on what the theory evolute gear specifies also. This zone is not constant on a tooth height, and depends on several parameters. It is offered to deliver of this zone by basic rack updating. On other part of a tooth profile contact stress below then contact stress in the similar involute gear.

УДК 629.083

Савченков Б.В., Гончаров В.Г., Леоненко А.Н.

ДИСКРЕТНАЯ ОБРАБОТКА – ЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Введение

Качественный капитальный ремонт агрегатов транспортной техники является важной экономической задачей в масштабе всей страны. Основным фактором повышения экономической эффективности капитального ремонта агрегатов транспортной техники является максимальное использование остаточного ресурса деталей.

Работоспособность двигателя, стабильность его технико-экономических характеристик в процессе эксплуатации в значительной степени зависят от срока службы и состояния коленчатого вала. Для данной детали весьма важными показателями, определяющими её эксплуатационные свойства, являются культура производства, включая уровень технологии изготовления (восстановления), механические характеристики материала и качество рабочих поверхностей детали, а также её ремонтопригодность. Оптимизация данных показателей в достаточной степени позволит увеличить ресурс как самой детали, так и двигателя в целом и следовательно значительно сократит затраты на закупку запасных частей.

Анализ последних достижений и публикаций

В условиях постоянного ужесточения требований к эксплуатационным характеристикам деталей узлов и агрегатов рекомендации о подборе материалов контактирующих пар в рамках традиционного ассортимента металлов и способов их упрочнения становятся малоэффективными.

Анализируя применяемые в производстве способы упрочнения и восстановления ресурса коренных и шатунных шеек коленчатых валов, используемых как при их изготовлении, так и при ремонте, можно выделить для них общие недостатки: стандартные упрочняющие способы и традиционные технологии нанесения износостойких покрытий в большинстве своём не обеспечивают требуемого уровня повышения износостойкости и усталостной прочности деталей одновременно; триботехнические характеристики упрочнённых поверхностей и износостойких покрытий деталей в значительной степени зависят от скорости скольжения, удельного давления (нагрузок) и температуры; упрочняющие покрытия не обеспечивают качественного сцепления покрытия с подложкой (деталью); стандартные упрочняющие процессы достаточно энергоёмки; необходимость наличия увеличенных припусков под механическую обработку после упрочнения для устранения возможной деформации детали; изменение градиента температур в основном материале детали приводит к разрушению износостойких покрытий; большие капитальные вложения по организации производств для упрочнения деталей и устранению экологически вредных процессов.

Таким образом, используемые способы упрочнения и нанесения износостойких покрытий не позволяют получить удовлетворительное сочетание необходимого уровня эксплуатационных характеристик трибосистем с приемлемыми технологичностью, ремонтопригодностью и экономичностью процессов изготовления и ремонта деталей.

Из всех известных традиционных способов упрочнения и нанесения износостойких покрытий наиболее эффективным, особенно по сравнению с химико-термической обработкой, является метод электроискрового легирования, суть которого заключается в переносе металла с анода на катод в момент искрового разряда между

ними. Одновременно с переносом металла в момент разряда происходит макролегирование приповерхностной зоны детали, что приводит к изменению химического состава и физико-механических свойств материала основы в пятне контакта с электродом.

Процесс электроискрового легирования имеет ряд особенностей, таких как перенос материала зависит от эрозионной стойкости анода и катода [1]; ограничения по толщине наносимого слоя и глубине легированного слоя [2, 3]; ограничения по шероховатости поверхности [4, 5]; низкая производительность процесса [6]; приводит к образованию на поверхности каверн [4, 6].

Исходя из вышеперечисленных особенностей, ряд исследователей указывали, что для получения качественного слоя достаточно, чтобы оптимальная длительность процесса на упрочняемом участке покрытия соответствовала дискретному действию разряда [2 - 6]. То есть, процесс упрочнения осуществляется с помощью электрического разряда, образовавшегося в результате импульсной подачи энергии в короткий промежуток времени.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является совершенствование процесса ремонта коленчатых валов за счёт внедрения в производство прогрессивных технологических процессов их восстановления и упрочнения с учётом конструктивно-технологических особенностей и возможных дефектов.

Результаты исследований

С целью обеспечения использования всех положительных факторов износостойких дискретных покрытий и исключения появления возможных недостатков разработан способ формирования износостойких поверхностей металлических изделий [7], суть которого заключается в следующем. На внешнюю поверхность изделия одним из известных способов, например, электроискровым методом, наносится дискретное покрытие из легирующих материалов, в виде расположенных на расстоянии друг от друга островков, линий всевозможной конфигурации и т.д. (рис. 1).

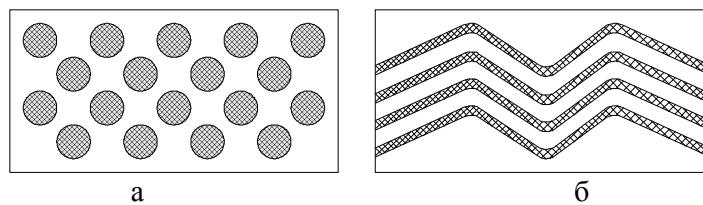


Рисунок 1 - Разновидности дискретных покрытий:
а – островковые; б – линейные.

За счёт высокой температуры и энергии разряда возникает перенос легирующего материала с электрода на катод и резкое его остывание, что приводит к появлению на островках и линиях, а также на поверхности изделия (матрице) каверн (углублений).

При шлифовании изделия выполняют срезание прирашённой части дискретных покрытий, имеющих макро- и микродефекты, и их поверхность нивелируется относительно поверхности изделия либо срезается внешний слой изделия, что практически исключает возможность появления концентраторов напряжений и уменьшает шероховатость поверхности.

Экспериментальные исследования и производственные испытания показали, что предложенный способ формирования износостойких поверхностей металлических изделий в полной мере исключает недостатки применяемых в настоящее время упроч-

няющих способов и способов нанесения износостойких покрытий, и к тому же не понижает усталостную прочность изделия [8]. Несмотря на недостаточную изученность явлений, происходящих на поверхности дискретной структуры и отсутствие расчётных методов её конструирования, практическое преимущество очевидно.

Согласно выполненному анализу литературных источников, в настоящее время в качестве основных материалов для изготовления коленчатых валов двигателей транспортных средств используются в большинстве случаев сталь и чугун. Это обусловлено тем, что выбор материала коленвала зависит от типа двигателя и условий его работы [9].

В связи с этим для проведения исследований по определению влияния дискретного упрочнения на физико-механические и триботехнические характеристики материала коленчатого вала была выбрана сталь 42ХМФА по ГОСТ 4543-88. Выбор стали 42ХМФА обусловлен тем, что она используется при изготовлении коленчатых валов двигателей семейства КамАЗ, широко применяемых в народном хозяйстве Украины.

Для коленчатых валов, изготовленных из этой стали, в качестве стандартной упрочняющей технологии для коренных и шатунных шеек рекомендуется применять закалку ТВЧ или азотирование. Однако, как правило, используется химико-термическая обработка - азотирование. Для осуществления процесса азотирования (согласно технологии) коленчатый вал необходимо подвергнуть дополнительной термической обработке по схеме (рис. 2), что существенно удлиняет процесс упрочнения.

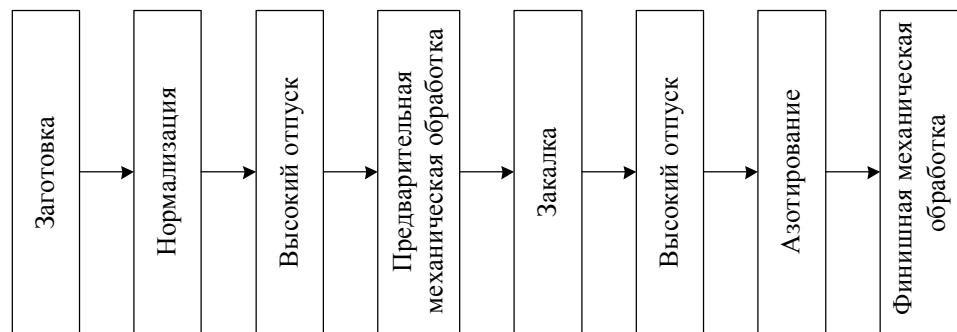


Рисунок 2 - Схема технологического процесса изготовления азотированных коленчатых валов.

Для анализа влияния величины тока разряда I_p и дискретности φ на физико-механические и триботехнические свойства стали 42ХМФА, упрочнённой с использованием электрода из стали 08Х18Н10Т толщиной ($S = 1$ мм) был проведен комплекс исследований.

В результате их проведения установлено, что величина тока разряда I_p оказывает существенное влияние на значение микротвёрдости материала для упрочнённой зоны. Это объясняется наличием высокой температуры в зоне разряда, которая оказывает влияние на характер протекания процесса упрочнения. При этом металлографический анализ зоны упрочнения позволяет установить, что чем больше величина тока разряда, тем глубже упрочнённая (легированная) зона (h). Однако после значительного роста глубины упрочнённого слоя наблюдается резкое его замедление, а затем остановка. Это можно объяснить теорией растворимости материала электрода в основе детали.

Попытки увеличить глубину упрочнённого слоя за счёт повышения величины тока разряда от $I_p = 80$ А и выше к положительному результату не привели, так как при этом появляются дефекты (трещины) в упрочнённой зоне и увеличивается эрозия обработанной поверхности детали (табл. 1). Кроме того, было установлено, что проведение дискретного упрочнения при величине тока разряда $I_p = 60-70$ А обеспечивается сохранение стабильности механических свойств упрочнённых зон детали.

Таблица 1

Влияние величины тока разряда на глубину упрочнённого (легированного) слоя и микротвёрдости

№ эксперимента	I_p , А	h , мм	МПа	Наличие дефектов в упрочнённой зоне
1	10	0,005	-	нет
2	20	0,01	-	нет
3	30	0,013	580	нет
4	40	0,16	630	нет
5	50	0,29	780	нет
6	60	0,40	990	нет
7	70	0,41	1000	нет
8	80	0,47	1150	есть
9	90	0,47	1300	есть
10	100	0,48	1500	есть

Исследование влияния величины дискретности φ на коэффициент трения f показало, что оно имеет оптимальные величины. Дискретное упрочнение образцов проводили, используя ток разряда $I_p = 60-70$ А и толщине электрода $S = 1$ мм, изменяя при этом дискретность в пределах $\varphi = 0 - 100$ % (через 20 %). Окончательной механической обработкой поверхности во всех случаях была полировка. Результаты исследований приведены на рис. 3.

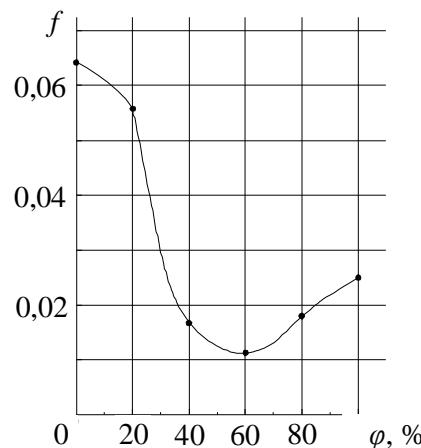


Рисунок 3 - Зависимость коэффициента трения f от величины дискретности φ .

Согласно полученным данным установлено, что величина дискретности существенно влияет на коэффициент трения. Вместе с тем, дискретность имеет оптимальные значения $\varphi = 50-70$ %, и увеличение дискретности не всегда ведёт к снижению коэффициента трения.

Исходя из вышеизложенного, можно констатировать, что величина дискретности влияет на коэффициент трения, а значит и на износостойкость материала.

Для проведения исследований влияния дискретного упрочнения на триботехнические характеристики коленчатых валов, изготовленных из стали 42ХМФА, с целью определения его эффективности были испытаны три серии образцов:

- 1 серия - изготовлена по стандартной технологии азотированных коленчатых валов автомобиля КамАЗ;
- 2 серия - изготовлена по технологии первой серии до операций закалка, высокий отпуск, азотирование. Вместо этих операций было выполнено дискретное упрочнение и

произведена финишная обработка до номинального размера. После дискретного упрочнения была получена твердость в пределах 625 HV и глубина легированного (упрочненного) слоя в пределах 270-410 мкм;

– 3 серия - изготовлена по технологии второй серии, а финишная обработка произведена с занижением упрочненного слоя на 8-10 мкм на диаметр с целью определения свойств упрочнённого материала в пределах допустимого износа коренных и шатунных шеек коленчатых валов (22 мкм).

Целью исследования было установить зависимости коэффициента трения для испытуемого материала от нагрузки при ступенчатом нагружении в диапазоне нагрузок 0,2-2,0 кН, средние значения коэффициентов трения при различных нагрузках, а также износостойкость и изнашивающую способность материала образцов после дискретного упрочнения при общей нагрузке 1,0 кН (нагрузка соответствующая оптимальной нагрузке в двигателе).

Установлено, что значения коэффициентов трения для материалов образцов с дискретным упрочнением и материалов контрольных образцов при различных нагрузках отличаются не значительно. При этом увеличение нагрузки приводит к существенному снижению коэффициентов трения у образцов с дискретным упрочнением, образцы упрочненные способом азотирования этой тенденции не имеют. Кроме того, образцы серии 3 с увеличенной толщиной снятого упрочнённого слоя (8-10 мкм) имеют значения коэффициента трения сопряжения ниже, чем у образцов серии 1 и 2 (рис. 4).

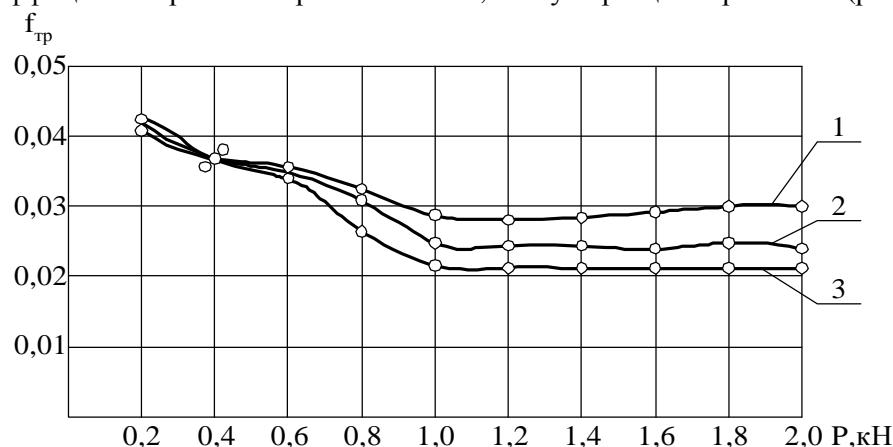


Рисунок 4 - Зависимость изменения коэффициента трения для исследуемых образцов от нагрузки:

1 – образцы первой серии; 2 – образцы второй серии; 3 – образцы третьей серии.

Результаты испытаний по определению износостойкости и изнашивающей способности, образцов с дискретным упрочнением приведены в табл. 2. Согласно полученным результатам установлено существенное в 1,5 - 3,5 раза повышение износостойкости поверхностей образцов с дискретным упрочнением.

Таблица 2

Результаты испытаний на износостойкость

№ серии	Способ упрочне- ния образцов	Толщина сня- того слоя, мм	Износ, г		Соотношение износов	
			ролика	колодочки	роликов	колодочек
1	азотирование	0	0,0147	0,0084	3,5	2,6
2	нормализация + дискр. упр.	0	0,0089	0,0068	2	2,1
3	нормализация + дискр. упр.	-0,08	0,0042	0,0032	1	1

Выводы

1. Результаты производственных испытаний подтвердили, что оптимальными параметрами дискретного упрочнения для материала коленчатых валов (сталь 42ХМФА) являются: сила тока разряда $I_p = 60\text{-}70 \text{ A}$, толщина электрода (сталь 08Х18Н10Т) $S = 1 \text{ mm}$ и величина дискретности 50-70 %.

2. Дискретное упрочнение стальных коленчатых валов по предлагаемой технологии повышает износостойкость в 1,5-3,5 раза по сравнению с деталями обработанными по стандартной технологии.

3. Установлена зависимость между величиной дискретности ($\varphi, \%$) поверхности и коэффициентом трения упрочненного материала детали. Причём, с уменьшением или с увеличением величины дискретности от оптимального значения ($\varphi = 50\text{-}70 \%$) происходит увеличение коэффициента трения от минимального значения ($f = 0,012$).

4. Дискретное упрочнение обеспечивает снижение трудоёмкости работ по упрочнению стальных деталей по сравнению с химико-термической обработкой за счёт исключения длительных стандартных операций при азотировании.

Литература: 1. Ройх И.Л., Колтунов Л.И., Соломонов С.А. Комбинированное вакуумно-гальваническое хромовое покрытие на алюминиевых сплавах // Твердые износостойкие гальванические покрытия. - М.: Машиностроение. - 1982. - С. 65-68. 2. Самсонов Г.В., Верхотуров А.Д., Бовкун Г.А. Электроискровое легирование металлических поверхностей. - К.: Наукова думка, 1976. - 219 с. 3. Сычев В.С., Верхотуров А.Д. Особенности эрозии и переноса материала катода на анод при электроискровом легировании // Электронная обработка материалов. - К.: Наукова думка. - 1974. - С. 3-16. 4. Лазоренко Н.И. Электроискровое легирование металлических поверхностей. - М.: Машиностроение, 1976. - 292 с. 5. Верхотуров А.Д. Технология электроискрового легирования металлических поверхностей. - К.: Техника, 1982. - 181 с. 6. Самсонов Г.В., Верхотуров А.Д., Бовкун Г.А. О некоторых закономерностях формирования упрочненного слоя при электроискровом легировании железа и стали переходными металлами. В сб.: Защитные покрытия в металлах, вып. № 8 - К.: Наукова думка, 1974, с. 21-23. 7. Спосіб формування зносостійкої поверхні металевих виробів. Патент на винахід № 79336 Україна, МПК Е 21 Д 21/00, В 23 Н 9/00/ В.Г. Гончаров, О.П. Клімова (Україна), - № 200505863; Заявлено 14.06.05, Опубл. 17.10.05. Бюл. № 10 - 17 с. 8. Гончаров В.Г., Савченков Б.В., Александров Н.Г. Дискретные покрытия - эффективный способ упрочнения деталей автомобилей. Сб. науч. раб. - Варна: Изд. ТУ - Варна, 2003. - С. 282 - 289. 9. Бажинов А.В., Прогнозирование остаточного ресурса автомобильного двигателя. - Харьков.: ХГАДТУ, 2001. - 96 с.

Савченков Б.В., Гончаров В.Г., Леоненко О.М.

ДИСКРЕТНА ОБРОБКА – ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В статті наводяться результати досліджень зміни фізико-механічних та трібологічних характеристик матеріалу колінчастого валу двигуна КамАЗ після дискретної обробки робочої поверхні електроіскровим легуванням.

Savchenkov B.V., Goncharov V.G., Leonenko O.M.

DISCRETE TREATMENT IS EFFECTIVE METHOD OF STRENGTHENING DETAILS OF VEHICLE

In article have been presented results over of researches are brought changes the physical, mechanical and tribological characteristics of the material of crankshaft of KamAZ engine after discrete treatment of working surface an electro-spark alloying.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 631.316.022

Гринченко А.С., Алферов А.И., Савченко В.Б., Полтавченко О.В.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ И ДЕФОРМИРУЕМОСТИ S-ОБРАЗНОЙ СТОЙКИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Постановка проблемы. Существует много факторов, которые влияют на почву и приводят к снижению ее плодородия: ветровая и водная эрозия, образование плужной подложки и т.д. С целью улучшения качества обработки почвы используют почвозащитные технологии. Для этого в комбинированных машинах и агрегатах применяют специальные рабочие органы [1]. Одним из таких органов, является лапа, закрепленная на пружинящей S-образной стойке с подпрессорником (см. рис. 1.) В результате ее использования в почвообрабатывающих агрегатах создаются благоприятные условия для оптимального водно-воздушного режима в почве.

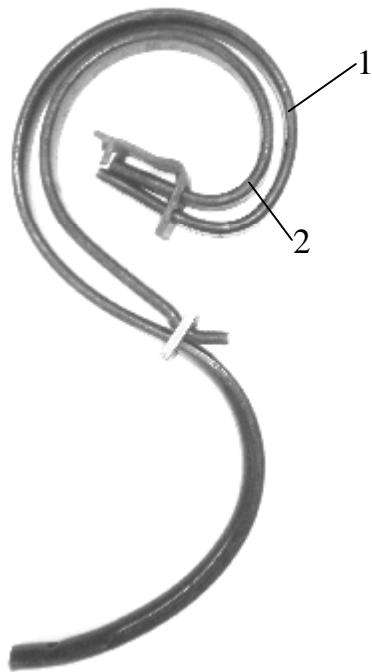


Рисунок 1 - S-образная стойка: 1 - основная часть; 2 – подressорник

Упругая деформируемость S-образной стойки приводит к колебательному движению лапы в почве. Благодаря этому повышается качество крошения, понижается тяговое сопротивление, что способствует предупреждению забивания рабочего органа почвой и растительными остатками. Эффект снижения тягового сопротивления объясняется особенностями протекания двух фаз деформации почвы рабочим органом на упругой стойке [2]. Первая фаза сопровождается деформацией стойки и накоплением ею потенциальной энергии. Во второй фазе происходит скол блока почвы, а накопленная

потенциальная энергия переходит в кинетическую энергию рабочего органа и сколотого блока почвы. Такой механизм взаимодействия рабочего органа с почвой сокращает расход энергии на деформацию почвы.

Однако рабочие органы почвообрабатывающего агрегата – лапы с пружинящими S-образными стойками подвержены значительным переменным деформациям. Это приводит к накоплению усталостных повреждений в материале стойки и поломкам, что подтверждается данными эксплуатации.

Цель и задачи работы. Целью работы является обеспечение надежности конструкции S-образной стойки. Для достижения указанной цели необходимо провести предварительный теоретический анализ нагруженности и деформируемости стойки с подпрессорником.

Основное содержание. При нагружении стойки в точке крепления лапы сосредоточенной силой P , направленной под углом φ к горизонтали (рис. 2а), уравнения для изгибающего момента в сечении, определяемом углом θ , имеют вид:

$$M_{p1}(q) = -P \left[2(R_2 + R_3 - R_2) \cos \varphi + 2R_1 \cos \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} + R_1 \sin \varphi \sin \theta \right] \text{ при } 0 \leq \theta \geq \pi;$$

$$M_{p2}(q) = -P \left[2(R_2 + R_3) \cos \varphi + R_2 \sin \varphi \sin \theta - 2R_2 \cos \varphi \cos^2 \frac{\theta}{2} \right] \text{ при } \pi \leq \theta \geq 2\pi; \quad (1)$$

$$M_{p3}(q_1) = -PR_3 \left[2 \cos \varphi \sin^2 \frac{\theta_1}{2} + \sin \varphi \sin \theta_1 \right] \text{ при } 0 \leq \theta_1 \geq \pi;$$

где $M_{p1}(\theta)$, $M_{p2}(\theta)$, $M_{p3}(\theta_1)$ – изгибающие моменты на выделенных при схематизации стойки участках;

R_1 , R_2 , R_3 – радиусы участков;

φ – угол между направлением силы P и горизонталью.

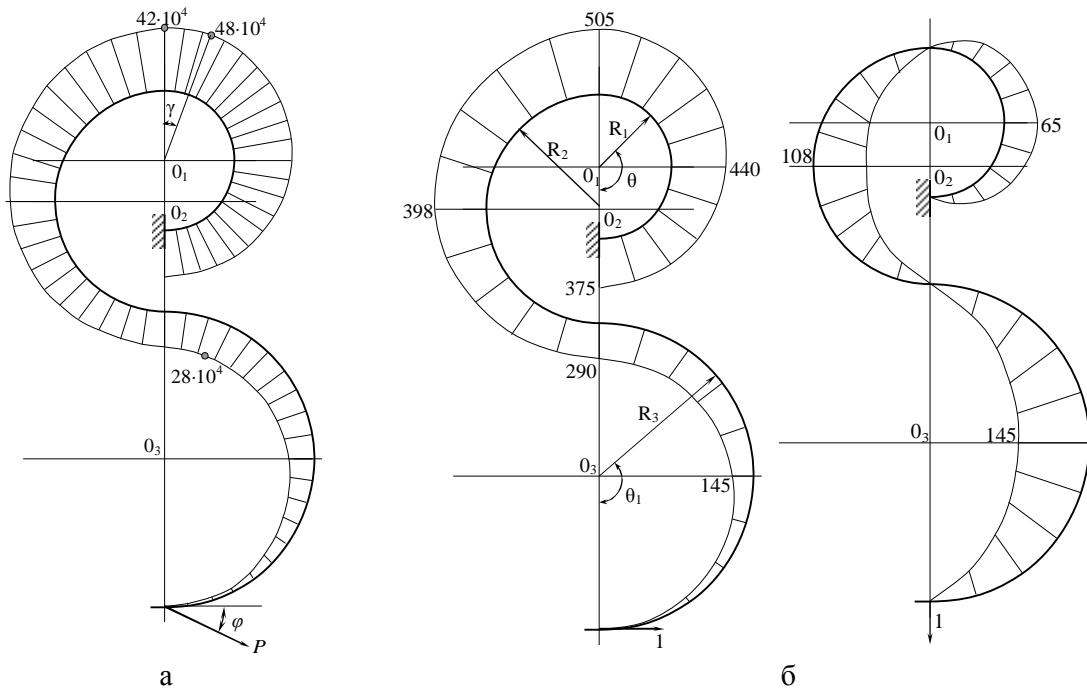


Рисунок 2 - Эпюры изгибающих моментов: (а) грузовая, (б) единичные

С помощью выражений (1) были построены грузовая (рис. 2а) и единичные (при $P=1$) эпюры моментов при действии единичной силы в горизонтальном и вертикальном направлениях (рис. 2б).

Все расчеты проводились в программе Mathcad. На рис. 2а видно, что наибольший изгибающий момент возникает в верхней части S-образной стойки. При возрастании угла φ в пределах до 20° сечение, в котором действует максимальный изгибающий момент смещается на угол $\gamma \leq 20^\circ$ при незначительном уменьшении величины момента.

В соответствии с энергетическим методом определения перемещений, составив интегралы Мора, получим выражения для составляющих перемещения точки крепления лапы к стойке.

а) Горизонтальная составляющая перемещения:

$$\begin{aligned} \Delta_G(j) = & \frac{R_1}{EI_1} \int_0^P P^2 \left[2(R_3 + R_2 - R_1) \cos j + 2R_1 \sin^2 \frac{q}{2} \cos j + R_1 \sin j \sin q \right] \times \\ & \times \left[2(R_2 + R_3 - R_1) + 2R_1 \sin^2 \frac{q}{2} \right] dq + \\ & + \frac{R_2}{EI_1} \int_p^{2P} P^2 \left[2(R_2 + R_3) \cos j + R_2 \sin j \sin q - 2R_2 \cos j \cos^2 \frac{q}{2} \right] \times \\ & \times \left[2(R_2 + R_3) - 2R_2 \cos^2 \frac{q}{2} \right] dq + \\ & + \frac{R_3^3}{EI_2} \int_0^P P^2 \left(2 \cos j \cdot \sin^2 \frac{q_1}{2} + \sin j \sin q_1 \right) \cdot 2 \sin^2 \frac{q_1}{2} dq_1; \end{aligned} \quad (2)$$

б) Вертикальная составляющая перемещения:

$$\begin{aligned} \Delta_B(j) = & \frac{R_1}{EI_1} \int_0^P P^2 \left[2(R_3 + R_2 - R_1) \cos j + 2R_1 \sin^2 \frac{q}{2} \cos j + R_1 \sin j \sin q \right] \times \\ & \times R_1 \sin q dq + \frac{R_2}{EI_1} \int_p^{2P} P^2 \left[2(R_2 + R_3) \cos j + R_2 \sin j \sin q - 2R_2 \cos j \cos^2 \frac{q}{2} \right] \times \\ & \times R_2 \sin q dq + \frac{R_3^3}{EI_2} \int_0^P P^2 \left(2 \cos j \cdot \sin^2 \frac{q_1}{2} + \sin j \sin q_1 \right) \sin q_1 dq_1; \end{aligned} \quad (3)$$

где E – модуль продольной упругости стали;

I_1 – осевой момент инерции поперечных сечений на 1 и 2 участке;

I_2 – осевой момент инерции поперечных сечений на 3 участке;

Полное перемещение точки крепления лапы к стойке определяется по формуле:

$$\Delta(j) = \sqrt{\Delta_G^2 + \Delta_B^2} \quad (4)$$

При моментах инерции по участкам $I_1=4468 \text{ мм}^4$, $I_2=5782,48 \text{ мм}^4$ и радиусах участков $R_1=65 \text{ мм}$, $R_2=107,5 \text{ мм}$, $R_3=145 \text{ мм}$ получены графики зависимостей перемещений

точки крепления лапы к стойке от величины нагрузки, показанные на рис. 3. Для обеспечения статической прочности стойки с подрессорником из стали 65Г определена допустимая величина горизонтальной нагрузки $P=1000$ Н. Из рисунка 3 видно, что при отсутствии ограничения перемещения стойки и жесткой связи основной части с подрессорником, эта величина нагрузки может быть превышена и может возникать опасность разрушения.

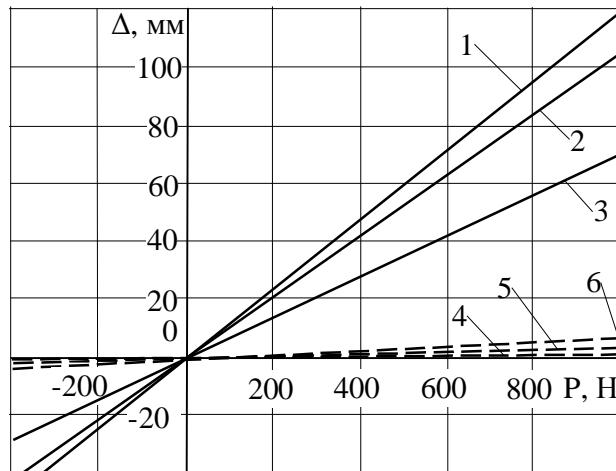


Рисунок 3 - Графики перемещения точки крепления лапы:

- полное перемещение: 1, 2, 3 при $\varphi=0^\circ, 27^\circ, 54^\circ$, соответственно;
- вертикальная составляющая перемещения: 4, 5, 6
- при $\varphi=0^\circ, 27^\circ, 54^\circ$, соответственно

В работе [2] приведены результаты эксперимента по оценке величины перемещения носка рабочего органа под действием горизонтальной силы аналогичной S-образной стойки с подрессорником. Эти результаты свидетельствуют о том, что при горизонтальной нагрузке $P=1000$ Н соответствующее перемещение составляет $\Delta_r=165$ мм. Результаты проведенного расчета показывают, что если закрепить подрессорник жестко к основной части стойки, то перемещение составит $\Delta_r=120$ мм (рис 3, прямая 1), что даст уменьшение деформации на 28%.

Зависимости перемещения стойки и величины максимального изгибающего момента в стойке от направления усилия представлены на рис. 4.

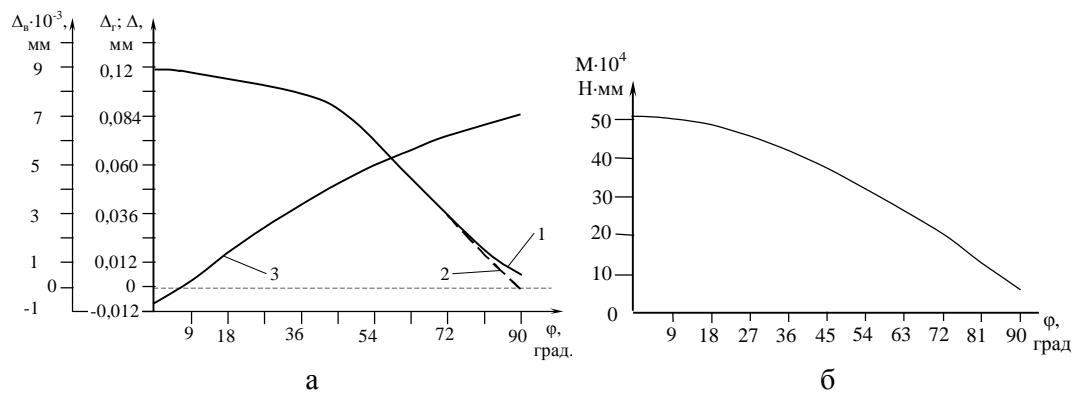


Рисунок 4 - Зависимости перемещения точки крепления лапы (а) и максимального изгибающего момента (б) от направления действия силы:

- 1 – полное перемещение; 2 – горизонтальная составляющая;
- 3 – вертикальная составляющая

Из рис. 4а видно, что величина вертикальной составляющей Δ_v значительно меньше горизонтальной. Величина суммарного (полного) перемещения Δ и его горизонтальная составляющая Δ_r при значениях φ от $0^\circ - 70^\circ$ практически совпадают. Максимальное значение полной деформации стойки имеет место при малых углах $\varphi=0^\circ \div 20^\circ$, когда направление силы близко к горизонтальному. При $\varphi > 40^\circ$ значения деформации начинают резко убывать. Так как величина переменной деформации стойки существенно сказывается на ее усталостной долговечности, можно считать, что наиболее опасным является направление нагрузки, близкое к горизонтальному.

На рис.4б показано изменение максимального изгибающего момента в зависимости от угла направления φ действия силы. При малых значениях отклонения направления силы от горизонтального ($0^\circ < \varphi < 18^\circ$) максимальный изгибающий момент изменяется незначительно. При дальнейшем увеличении угла значение момента в опасном сечении существенно уменьшается. Учитывая то, что величина максимального изгибающего момента определяет прочность стойки, наиболее опасным следует считать отклонение направления равнодействующей силы от горизонтального в пределах: $\varphi=0^\circ \div 18^\circ$.

Выводы. По результатам проведенных расчетов определен диапазон изменения угла между направлением равнодействующей усилий на лапу и горизонталью, при котором в S-образной стойке возникают наибольшие деформации и напряжения. Выявлено также, что при отсутствии ограничителей деформаций стойки с подпрессорником существует опасность квазистатического разрушения от перегрузки, а в процессе длительной эксплуатации и переменных деформаций возможны усталостные разрушения.

Литература: 1. Зайка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.І (ч.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. – 444 с. 2. Шевченко И.А. Экспериментально-теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почвы. Автореферат дис. канд. техн. наук – М: 1988. – 18 с.

Гринченко О.С., Алфьоров О.І., Савченко В.Б., Полтавченко О.В.

**АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНОСТІ І ДЕФОРМОВАНОСТІ S-ОБРАЗНОЇ СТІЙКИ
ГРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ**

В статті наведені результати розрахунків навантаженості та деформованості S-образної стійки. Виявлені фактори, які впливають на небезпеку руйнування стійки.

Grinchenco O.S., Alforov O.I., Savchenko V.B., Poltavchenco O.V.

**THE ANALYSIS OF LOADING AND DEFORMATION OF S-SHAPED STAND
OF SOIL CULTIVATING UNIT**

The article presents the results of calculations of loading and deformation of S-shaped stand. Were identified the factors that influence for risk of stand destruction

УДК 539.3

Танченко А.Ю.

СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА О НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ И КОРРОЗИОННОМ УТОНЕНИИ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Введение. Коррозионный износ является существенной проблемой для высоконагруженных машин, работающих длительный срок в жестких условиях эксплуатации, таких как краны, краны-перегружатели. При этом существенную роль играет характер напряженно-деформированного состояния (НДС). Это особенно актуально для тонкостенных оболочечных конструкций, у которых запланированное утонение на период эксплуатации составляет 20-25% от номинальных толщин. Таким образом, возникает связанный задача определения «изменяющегося» напряженно-деформированного состояния, зависящего от толщины стенки, которая в свою очередь зависит от НДС. В статье [1] ставилась подобная задача на примере шарнирно опертого стержня, однако была учтена лишь изгибная составляющая напряжений (хотя, нужно заметить, в довольно сложной форме – под действием перемещаемого груза). При дальнейшем исследовании процесса был выявлен существенный вклад в характер НДС помимо изгибных воздействий (от перемещаемого по верхнему строению грейферной тележки с грузом и без) влияние растягивающих (вдоль рельсового полотна) нагрузок. Это связано с особенностями самой конструкции, у которой главный рабочий инструмент – главная балка с перемещаемой грейферной тележкой, расположена на несущих всю нагрузку опорах, одна из которых «шарнирная». Таким образом, целью данной публикации является расширить и дополнить ранее предложенную [1] методику расчета изменяющегося напряженно-деформированного состояния для случая связанного с ним процесса коррозионного утонения.

Постановка задачи. Пусть в начальный момент времени $t_0 = 0$ исследуемое тело занимает область $\Omega_0 = \Omega(t_0)$. Учитывая, что процесс коррозионного износа является достаточно медленным, то в случае приложения статической нагрузки f его НДС описывается системой дифференциальных уравнений теории упругости [2]:

$$L(u)|_{\Omega} = f, \quad (1)$$

где L – дифференциальный оператор системы уравнений теории упругости в перемещениях.

При этом область Ω на интервале времени $[t, t + \Delta t]$ изменяется (рис.1):

$$\Omega(t + \Delta t) = \Omega(t) - \Delta\Omega(t)\Delta t. \quad (2)$$



Зависимость скорости изменения от параметров НДС можно определить, используя модель Долинского [3], которая определяет скорость утонения в дифференциальной форме как функцию интенсивности напряжений σ :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -C_1 - C_2 S(z, t). \quad (3)$$

Учитывая, что $S = S(u)$, то система уравнений (1-3) определяет связанный задачу, которую необходимо решать совместно.

Методика решения. Рассмотрим связанный задачу (1-3) для тонкостенных

элементов машиностроительных конструкций. Тогда, обозначая через S срединную поверхность тела, область Ω можно представить в виде [1]

$$\Omega = S \times h . \quad (4)$$

Учитывая, что в выражении (4) наиболее существенное влияние оказывает именно толщина $h(t)$, то можно положить $S = \text{const}$. Тогда система уравнений (1-4) записывается относительно переменных (u, h) . При этом для частных случаев тонкостенных элементов эти уравнения можно трансформировать к виду:

$$L_S(u, h) = f_S , \quad (5)$$

где L_S - оператор, определенный на области S (например, для срединных поверхностей пластин, оболочек или стержней), h – параметр, определяемый уравнением (3).

Принимая во внимание, что в случае медленного процесса утонения $h(t)$ напряженно-деформированное состояние тела изменяется плавно, можно провести дискретизацию во времени соотношений (3), заменив непрерывное изменение $h(t)$ на кусочно-линейное:

$$h(t_{k+1}) = h(t_k + \Delta t_k) \approx h(t_k) + \frac{\partial h}{\partial t}(t_k) \cdot \Delta t_k . \quad (6)$$

Тогда для моментов времени t_k , $k = 0, 1, \dots$, получаем последовательность задач

$$L_S(u, h_k) = f_S , \quad (7)$$

которые можно решать традиционными методами механики сложной среды, а между полученными полями $u_k = u(t_k)$ провести кусочно-линейную аппроксимацию во времени.

Частный случай стержня на шарнирном опирании. Рассмотрим иллюстрацию предложенного подхода на частном случае изгиба шарнирно опертого стержня (полосы) (рис. 2) прямоугольного поперечного сечения $b \times h$.

Предположим, что справедливы допущения:

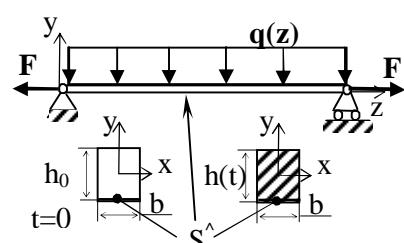


Рисунок 2 – Расчетная схема стержня

изменение толщины с напряженно-деформированным состоянием, выглядит следующим образом:

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot s_z(z, t) . \quad (8)$$

Здесь C_1, C_2 - некоторые физико-механические характеристики процесса коррозионного утонения, определяемые свойствами среды и материала, $s = s_z(z, t)$ - изгибные напряжения на нижней поверхности стержня.

Распределения изгибающих моментов M в балке описывается уравнением

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = f(z) . \quad (9)$$

Максимальные изгибные напряжения

$$s(z, t) = M(z, t)/W , \quad (10)$$

где W - момент сопротивления (в нашем случае $W = bh^2/6$).

Дополним ранее предложенную постановку [1] напряжениями от действия сил растяжения. В зависимости от направления приложения силы (знака) возможно как растяжение стержня, так и его сжатие. Напряжения от продольного усилия F запишутся в виде (см. рис.2)

$$s(z, t) = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot h}, \quad (11)$$

где A - площадь поперечного сечения, F – продольное усилие.

Тогда

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \left(\frac{6 \cdot M(z)}{b \cdot h^2} + \frac{F}{b \cdot h} \right) = -C_1 - \frac{C_2(z)}{h^2(t)} - \frac{C_3}{h(t)}, \quad (12)$$

$$\text{где } C_2 = C_2 \cdot \frac{6 \cdot M(z)}{b}, C_3 = C_2 \cdot \frac{F}{b}.$$

После добавления слагаемого, характеризующего продольное растяжение/сжатие, стал возможен вариант перемены знака суммарных напряжений и возникновение коллизии «нарастания» толщины слоя со временем при неучете этой возможности. Для устранения данного вида заведомо нефизичного процесса, возьмем слагаемые с скобках по модулю. Физически это будет означать, что корродирование происходит с одинаковой интенсивностью как при положительных (растягивающих) так и отрицательных (сжимающих) напряжениях, т.е. пропорционально величине интенсивности напряжений:

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \left| \frac{6 \cdot M(z)}{b \cdot h^2} + \frac{F}{b \cdot h} \right|, \quad (13)$$

Заметим, что уравнение (8) довольно затруднительно решить в аналитическом виде, хотя не составляет особого труда реализовать процедуру численного решения. Для решения же в аналитическом виде можно записать уравнение в обратной форме, используя обозначения:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{dt/dh} = \frac{1}{t'} . \quad (14)$$

Тогда уравнение коррозионного износа (8) при знакопостоянном напряжении на корродирующей поверхности можно записать в следующей форме:

$$t' = -\frac{1}{C_1 + C_2/h^2 + C_3/h} = \frac{h^2}{C_1 h^2 + C_2 + C_3 h}, \quad (15)$$

и его решение будет иметь вид

$$t(h) = -\frac{h}{C_1} + \frac{C_3}{2C_1^2} \ln(C_1 h^2 + C_2 + C_3 h) + \frac{2C_1 C_2 - C_3^2}{C_1^2 \sqrt{4C_1 C_2 - C_3^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{2C_1 h + C_3}{\sqrt{4C_1 C_2 - C_3^2}} \right) + \tilde{t}, \quad (16)$$

$$\tilde{t} = t(h_0) = -\frac{h_0}{C_1} + \frac{C_3}{2C_1^2} \ln(C_1 h_0^2 + C_2 + C_3 h_0) + \frac{2C_1 C_2 - C_3^2}{C_1^2 \sqrt{4C_1 C_2 - C_3^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{2C_1 h_0 + C_3}{\sqrt{4C_1 C_2 - C_3^2}} \right).$$

Отсюда получаем зависимость между временем и толщиной корродирующей балки, где $t(0) = T_{kr}$ - характерное критическое время (время полного растворения наиболее нагруженой зоны).

Численное моделирование процесса утонения. Частный случай равномерно распределенной нагрузки ($q=\text{const}$) с добавлением продольного растягивающего/сжимающего усилия.

В этом случае уравнение (9) будет иметь вид

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = q, \Rightarrow M(z) = \frac{q \cdot z(z-l)}{2}. \quad (17)$$

Изгибные напряжения как функция пространственной и временной координат:

$$s(z, t) = \frac{3q \cdot z(z - l)}{b \cdot h^2(t)}. \quad (18)$$

Тогда с учетом (18) закон утонения можно записать в виде

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \left| \frac{3q \cdot z(z - l)}{b \cdot h^2} + \frac{F}{b \cdot h} \right| = -C_1 - \left| \frac{C_2(z)}{h^2(t)} + \frac{C_3}{h(t)} \right|. \quad (19)$$

В данном случае решается качественная модельная задача, поэтому были заданы аналогично [1] некие начальные единичные значения коэффициентов $C_1=1$, $C_2=1$, $C_3=1$, а также $l=10$, $q=1$, $b=1$, $h_0=1$, и получены зависимости изменений толщин и напряжений на нижней поверхности S^\wedge , изменяющиеся во времени (рис.3). На графиках рис.3 и далее время t и пространственная координата z представлены в интервале $[0..T_{kr}]$ и $[0..l]$ соответственно (числами обозначены номера точек дискретизации по t и по z).

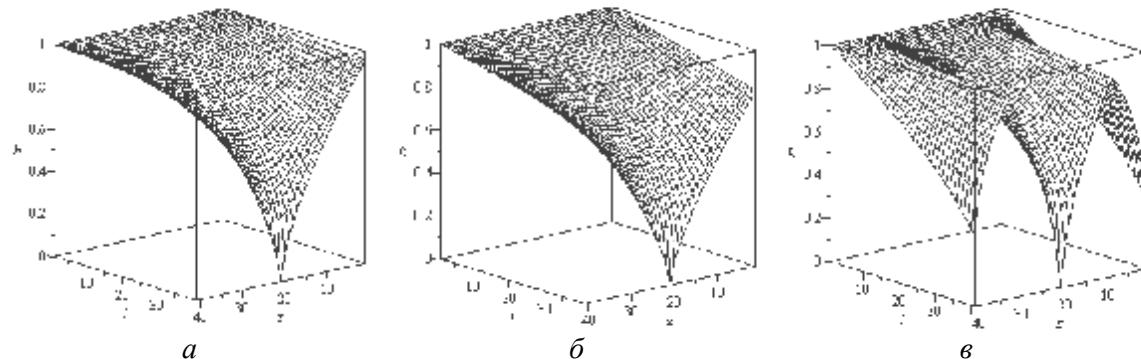


Рисунок 3 – Графики изменения толщин балки с течением времени

под действием распределенной и продольной нагрузок

(a – без продольной нагрузки, δ – с действием постоянного растягивающего усилия, δ – с постоянным сжимающим усилием)

Заметим, что для каждого случая критическое время T_{kr} различно, а, следовательно, различны и интервалы «жизнеспособности» балки. Но для качественного сравнения здесь и далее все графики отнормированы по величине T_{kr} .

На следующем рисунке представлены графики изменения толщины балки во времени – для характерного временного участка. На графиках рис.4 представлено отличие толщин для случаев дополнительного растягивающего (рис.4а) и сжимающего (рис.4б) усилий по сравнению с его отсутствием.

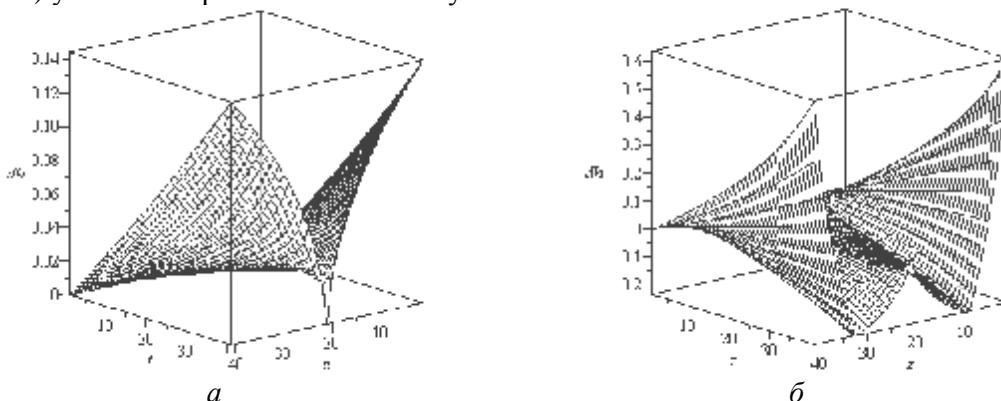


Рисунок 4 – Графики абсолютного отличия процессов корродирования

при наличии и отсутствии дополнительного продольного усилия

(a – растягивающего, δ - сжимающего)

На графиках рис. 5 представлены изменения напряжений в балке при наличии и отсутствии дополнительного продольного усилия.

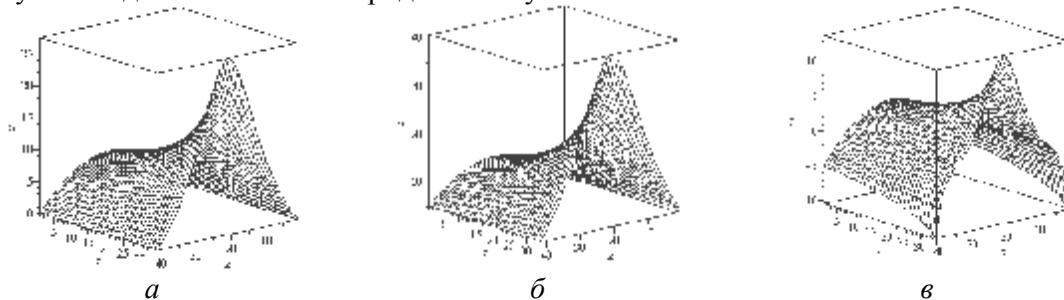


Рисунок 5 – Графики изменения напряжений в балке с течением времени под действием распределенной и продольной загрузок
(*а* – без продольной нагрузки, *б* – с действием постоянного растягивающего усилия, *в* – с постоянным сжимающим усилием)

Определение исходного профиля балки. Под нахождением исходного профиля понимается обратная задача: определить такой профиль балки, который выполняет условие запланированного одновременного разрушения во всех сечениях через характерное критическое время. Из нижеследующих графиков хорошо видно, насколько сильно влияет продольное натяжение/сжатие.

Рис. 6 наглядно демонстрирует различие в проектировании с изначальным учетом коррозионного износа. В такой постановке приоритетным является не начальное во времени состояние, а конечное (которые может быть выражено в долях от некоего «критического времени», при котором НДС достигает критических значений одновременно по всей конструкции). Этот профиль получен путем обратного интегрирования уравнения (13). На рис. 7 приведены графики изменения толщины и эквивалентных напряжений во времени для случая исходного профиля балки с дополнительным продольным сжатием.

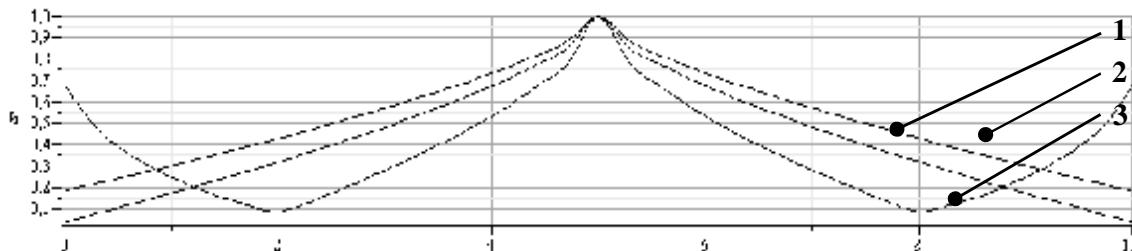


Рисунок 6 – Профили сечения балки, обеспечивающие равномерность утонения при достижении характерного «критического времени»
(1-без продольного усилия, 2-дополнительное растяжение, 3-дополнительное сжатие)

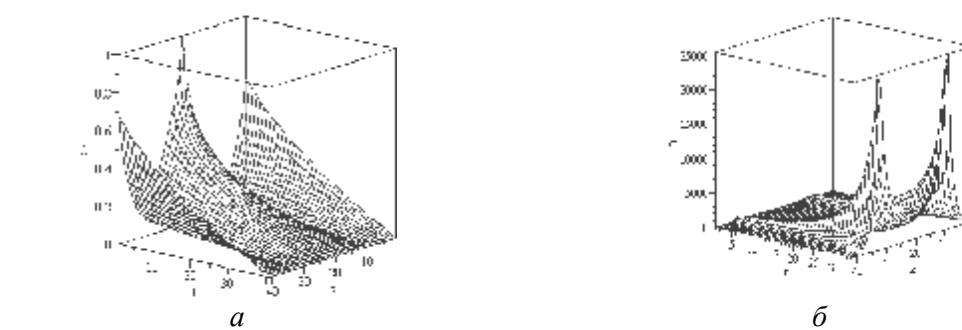


Рисунок 7 – Графики изменения толщин балки (*а*) и напряжений (*б*) с течением времени для случая профиля, полученного при решении обратной задачи

Заметим, что в случае наличия дополнительного продольного сжатия наименее нагруженные зоны шарнирно опертой балки сдвигаются от краев на величину, пропорциональную продольному усилию, и концы балки также подвергаются существенному коррозионному воздействию.

Заключение. Как и предполагалось, добавочное продольное нагружение вносит ощутимый вклад в процесс деградации материала. Существенным фактом также является направление продольного усилия, и в случае сжатия получаем качественно иной вид поверхности утонения балки, а, следовательно, и ее напряженно-деформированного состояния. Довольно актуальной является задача нахождения некоего исходного профиля с заранее запланированной деградацией поверхности: так, если в статье приведены данные для некоего модельного случая полного растворения наиболее нагруженной зоны, то не составляет труда ввести ограничения на пределы напряженного либо деформированного состояния, а также корректиры на «технологичность» - результатом такого синтеза может быть получена экономически выгодная модель конструкции. Однако при этом возрастают требования к точности задания действующих нагрузок и возрастает цена ошибки, поскольку конструкция синтезируется на их основе.

Література: 1. Танченко А.Ю. Связанная задача утонения и напряженно-деформированного состояния шарнирно опертого стержня / А.Ю. Танченко // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Транспортное машиностроение, 2010. – №38. – с.140-151. 2. Лурье А.И. Теория упругости / А.И. Лурье / – М.: Наука, 1970. – 940с. 3 Долинский В.М. Расчет элементов конструкций, подверженных равномерной коррозии / В.М. Долинский // Деформирование материалов и элементов конструкций в агрессивных средах. – Саратов, 1983. – С.61-67.

Танченко А.Ю.

ЗВ'ЯЗАНА ЗАДАЧА ПРО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТА КОРОЗІЙНЕ СТОНШУВАННЯ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ

У статті поставлена та розв'язана задача про зв'язані процеси корозійного стоншування та напруженого-деформованого стану тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій. Задача розв'язана на прикладі шарнірно опертого стрижня. Досліджено вплив від сумісної дії напружень розтягання-стиску та згинання на характер стоншування стрижня.

Tanchenko A.Y.

COUPLED PROBLEM ON THE STRESS-STRAIN STATE AND CORROSION THINNING OF THIN-WALLED STRUCTURAL ELEMENTS

In this paper the problem of the associated process of corrosion thinning and stress-strain state of engineering structures thin-walled elements is solved. The problem is solved at the example of a simply supported rod. The effect of the combined action of compression stresses stretching and bending on the rod thinning is researched.

УДК 539.3

Ткачук М.А., Сапожников В.М., Шеремет В.М., Васильєва Т.О., Грабовський А.В.

НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСКРЕТНОГО ЗМІЦНЮВАННЯ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН: НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПРИПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ

Вступ. Сучасні машини працюють в умовах інтенсивних механічних навантажень. Основні їх елементи здійснюють взаємний рух з тертям під дією значних сил. Як приклади – колінчасті вали та поршні двигунів, вали верстатів, осі автомобілів, підшипники, ротори турбін. Спільними рисами цих елементів машин є наступні: 1) вони є основними елементами машин, а після їх виходу із ладу або виходить з ладу вся машина, або відбувається аварія; 2) міцність і надійність роботи цих елементів на 80-90 % визначається не «об’ємною» міцністю, а «поверхневою». Це значить, що великий контактний тиск, тертя та зношування призводять до втрати міцності поверхневих шарів при багатоциклових навантаженнях. Для таких деталей застосовують різні способи поверхневого зміцнення: азотування; цементація; наплавка міцного матеріалу; нанесення покриття.

Проте традиційні способи мають суттєві недоліки. По-перше, традиційні способи забезпечують або підвищення міцності, але при цьому зменшують зносостійкість, або навпаки. По-друге, виникають проблеми при зчепленні поверхневих шарів з основним матеріалом. По-третє, різні фізико-механічні характеристики основного матеріалу і покриття призводять до появи тріщин і руйнування під дією температур та сил. По-четверте, сам процес нанесення покриттів може призводити до знеміцнення основного матеріалу. Крім того, можуть виникати значні залишкові напруження та деформації. І, нарешті, більшість традиційних процесів є енергозатратними та екологічно шкідливими.

Таким чином, виникає проблема підвищення ресурсу таких високонавантажених деталей. Основна ідея, яка висувається: потрібно йти не шляхом компромісів, а шляхом синергетики. Потрібно відмовитися від традиційного напряму при вирішенні проблеми, наприклад, тільки за рахунок підвищення твердості поверхні. Потрібно знайти та обґрунтівати альтернативне рішення, яке радикально підвищить міцність та зносостійкість не на 5-10 %, а в кілька разів. За рахунок цього можна збільшити ресурс машин у 1,5-2 рази. Більше того, ставиться задача розробити таку технологію, яка була би придатна і для виготовлення деталі, і для її ремонту.

Така нетрадиційна задача є не тільки технологічною, але й науковою. При цьому наукова частина роботи є дуже важливою, оскільки ідея технологічного процесу уже існує і описана в роботах [1-5]. Вона полягає у проведенні не континуального, а дискретного зміцнення. Ідея була частково перевірена на практиці. Є окремі позитивні результати. Проте потрібно розробити наукову основу технології, оскільки деякі технологічні параметри визначаються для конкретних деталей методом проб та помилок. У результаті ми повинні одержати нове теоретичне обґрунтування технології дискретного зміцнення. Крім того, дані дослідження переслідують ще одну мету. У світі на даний час дуже багато машин, деталі яких зміцнені за традиційними технологіями. Їх ресурс уже вичерпався або вичерпується. Тому ставиться задача розробити технологію, що може зміцнювати і елементи машин, які зміцнені «чужим» способом. Це робить дану проблему ще більш важливою. І, нарешті, дані теоретичні розробки та числові результати будуть корисними при розробці інших технологічних рішень.

Формулювання проблеми. Розглянемо типову проблемну ситуацію із забезпечення ресурсу сучасних машин на прикладі тепловозного двигуна.

При виготовленні та ремонті будь-якої машини слід визначити її агрегат, вузол чи деталь, які у першу чергу схильні до відмов у роботі. Практика показала, що, наприклад, такою слабкою ланкою у тепловоза є дизель, а найбільш характерною деталлю останнього з позицій відмов є колінчастий вал. Так, найбільш потужні тепловози, що масово експлуатуються в Україні, Росії та багатьох інших країнах на даний час, оснащено 16-ти-циліндровим дизелем 5Д49. Колінчастий вал дизеля виготовляють із сталі, яку легують хромом, молібденом та ванадієм, а для надання валу високої зносостійкості його азотують за класичною технологією у спеціальному аміачному середовищі при температурі понад 500 °C. Основним недоліком цього, в цілому одного з найефективніших методів хіміко-термічної обробки, є тривалість процесу. Так, для того щоб зміцнити поверхневий шар корінних та шатунних шийок колінчастого валу двигуна 5Д49, потрібно витратити 70–100 годин. Настільки тривале перебування вала у високотемпературному газовому середовищі призводить до його деформації. Якщо зважити на те, що маса вала сягає 1225 кг при довжині понад 4 м, то зрозумілою стає проблема заключних операцій шліфування, при виконанні яких доводиться видаляти значну частину зносостійкого азотованого шару. Це призводить до того, що нові колінчасті вали, як правило, мають різну товщину зміщеного шару по периметру корінних та шатунних шийок. В результаті там, де цей шар найтонший, виникають втомні віспоподібні вириви металу глибиною до 0,5 мм, що вимагає перешліфування валу в наступний менший ремонтний розмір [1-7]. У результаті цього, згідно з діючими ремонтними технологіями, видаляється первинний азотований шар металу. Однак, оскільки повторне азотування завод-виготовлювач дизелів категорично забороняє, ремонтники, як варіант, застосовують досить грубу технологію гартування поверхневого шару струмами високої частоти з наступним шліфуванням. В результаті цього втрачається до 1 мм робочого шару металу. Тому після одного – трьох, максимум чотирьох ремонтів, колінчастий вал із дорогої хром-молібден-ванадієвої сталі, масою понад 1 т доводиться утилізувати, хоча цей вал втратив усього кількасот грамів металу [1-7]. Теж саме – для колінчастих двигунів типу Д-80 із чавуна, модифікованого магнієм.

Крім тепловозів, подібні проблеми виникають при ремонті інших важких машин – прокатних станів, турбін, потужних металорізальних верстатів, морських та річкових суден тощо. Тому багатма авторами [1-7] протягом останніх двох десятиліть був проведений цикл теоретичних та експериментальних досліджень, метою яких було визначення оптимальних напрямків підвищення надійності таких машин технологічними методами при ремонті. Першим етапом цих досліджень була систематизація методів інженерії поверхні деталей машин, що знайшла відображення у багатьох наукових працях. Було показано, що весь спектр методів інженерії поверхні впливає на експлуатаційні властивості деталей (зносостійкість, втомнісну міцність, опір адгезійним явищам, задиростійкість, триботехнічні характеристики тощо) через комплекс фізико-механічних характеристик (мікротвердість, залишкові напруження, мікроструктуру, текстуру, мікро- і макропрофіль поверхні, товщину зміщеного шару та міцність його утримання на основі). Методи інженерії поверхні були класифіковані на 4 групи: нанесення покриттів, модифікування поверхневого шару, технологічні і комбіновані методи. Також були вивчені їх можливості щодо використання для реалізації завдань даної роботи. Зокрема, були досліджені методи наплавлення, напилення, іонного імпульсного азотування, дифузійного борування, поверхневого гартування, плазмових технологій, холодного пластичного деформування та різання, модифікування за допомогою УЗК, нанесення мікро- і макрорельєфів, нанесення покриттів змінної товщини, гібридних технологій, а також дискретних покриттів. Об'єктами досліджень служили колінчасті вали ДВЗ, поршні, зубчасті колеса, поршневі пальці, гільзи, шпинделі верстатів, валки прокатних станів, ротори електричних машин, вали турбін.

Відповідно, лідерами у розробці та використанні цих процесів є фірми Японії, Німеччини, США та інших країн [1-5]. Аналогічні розробки здійснювалися у Радянському Союзі. На підприємствах військово-промислового комплексу, наприклад, широке застосування знайшли технології іонно-плазмового напилення (типу «Булат» та інші), керамічні покриття (Al_2O_3), лазерне зміцнення та інші технології.

Проте дані технології мають суттєві недоліки. Як зазначалося вище, одним із альтернативних рішень у такому випадку є технологія дискретного зміцнення [1-7]. У попередніх роботах [8-10] описані проблемні питання, що постають при цьому: вибір зміцнюючого матеріалу; обґрунтування режимів нанесення зон дискретного зміцнення; пошук раціональних параметрів розташування зон дискретного зміцнення. У цих роботах частково були розв'язані деякі задачі. Зокрема, визначені рекомендованій інтервал коефіцієнта дискретності (тобто відносної площині зміцнених зон), який лежить у межах 0,65 – 0,75. Проте при цьому розглядалася або одинична зона дискретного зміцнення, або їх періодична структура з шаховим розташуванням даних зон по поверхні зміцнення. У даній роботі розглядається вплив варіантів розташування цих зон на характеристики напружено-деформованого стану приповерхневих шарів зміцнюваних деталей.

Розрахункова схема. Розглянемо поставлену задачу на прикладі трьох варіантів нанесення зон дискретного зміцнення (рис. 1).

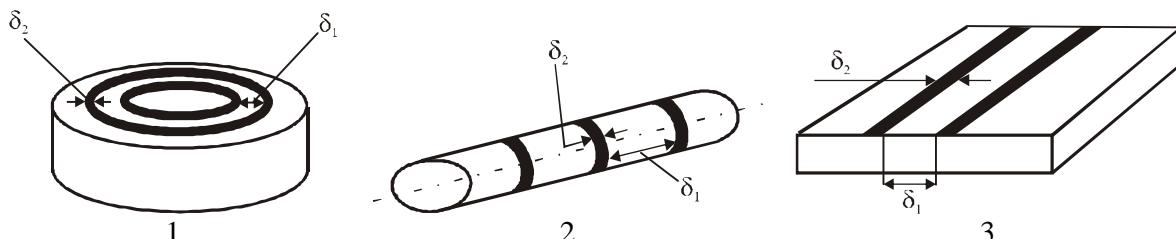


Рисунок 1 – Варіанти нанесення зон дискретного зміцнення:

1 – концентричні кола; 2 – система циліндричних смуг; 3 – система паралельних смуг

У цих випадках коефіцієнт дискретності приблизно дорівнює (див. рис. 1):

$$g = \frac{d_2}{d_1 + d_2}. \quad (1)$$

Задаємося основним матеріалом деталі – чавун високоміцній легований з кулястим графітом, модифікований магнієм (ТУ Д70.05 ДТ: 1978). Матеріал зміцнюваних зон - сталь 08Х18Н10Т.

Залежно від коефіцієнту g буде різним профіль деформованої (початково – плоскої) поверхні деталі. Ставиться задача на основі числового експерименту визначити ці залежності.

Моделі та результати. Геометричні та скінченно-елементні моделі досліджуваних областей – на рис. 2.

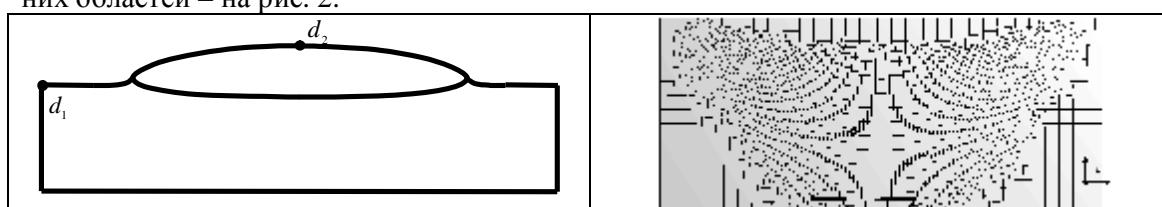


Рисунок 2 – Геометричні та скінченно-елементні моделі досліджуваних областей

На рис. 3 наведені типові розподіли переміщень поверхонь зміцнюваних деталей. На рис. 4 – результатуючі залежності досліджень, на основі яких можна в кінцевому результаті побудувати в процесі подальших досліджень залежності

$$\Delta_i(\gamma) = \frac{(W_{\max} - W_{\min})}{p}, i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

де W_{\max}, W_{\min} – максимальні та мінімальні значення переміщень точок поверхні для i -го варіанту (див. рис. 1), мкм; p – величина прикладеного тиску (у даному випадку – 1 кПа). Тут вони наведені для варіанту 1 (див. рис. 1). Для інших варіантів картини аналогічні.

Величина Δ_i , визначена за допомогою (2), є кількісною характеристикою так званого « Δ -ефекту» [8-10]. Він полягає у тому, що дискретно зміщені поверхні, які плоскі до навантаження, приймають хвилясту форму після навантаження. Це призводить до збільшення маслоємності поверхності та покращення трибологічних характеристик (коєфіцієнт тертя, зношуваність). Таким чином, опосередковано цей коєфіцієнт є індикатором ефективності застосування технології дискретного зміщення.

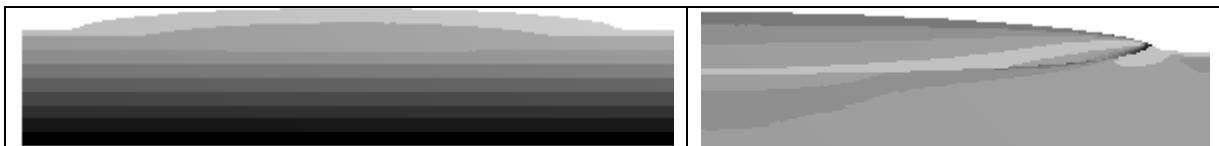
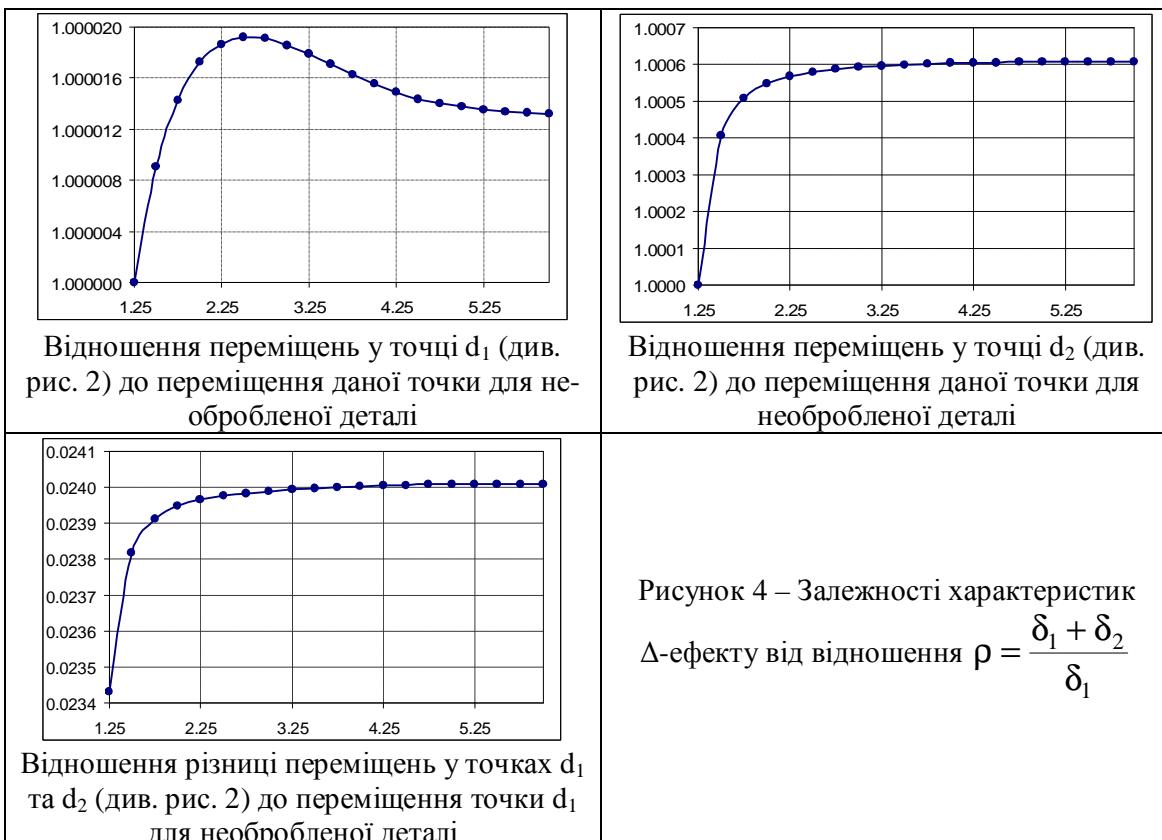


Рисунок 3 – Типові розподіли переміщень та інтенсивності напружень за Мізесом на картинах деформованих поверхонь зміцнюваних деталей



Висновки. Аналіз одержаних результатів свідчить про те, що коєфіцієнт дискретності досить сильно впливає як на характер напружено-деформованого стану приповерхневих шарів, так і на величину Δ -ефекту. Крім того, на Δ -ефект також впливає варіант нанесення зміцнювального покриття. Таким чином, дані чинники є значущими та варійованими для пошуку раціональних схем нанесення зміцнювальних покріттів та

параметрів дискретності. Визначення даних залежностей із використанням запропонованого підходу є завданнями для подальших досліджень.

Література: 1. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах / За ред. А.П. Марченка та А.Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004. 2. Гончаров В.Г. Повышение износостойкости коленчатых валов форсированных дизелей большой мощности / В.Г. Гончаров, Э.К. Посвятенко, С.С. Дяченко // Резание и инструмент в технологических системах. – 2009. – Вып. 77. – С. 53–65. 3. Гончаров В.Г. Повышение износостойкости трибосистем / В.Г. Гончаров, Б.В. Савченков // Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – Х., 2003. – Вып.13. – С. 117–119. 4. Гончаров В.Г. Исследование изменения характеристик трения по глубине дискретного слоя / В.Г. Гончаров, А.К. Олейник, Г.Г. Грінченко // Збірник наукових праць Запорізького національного технич. ун-ту. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2003. – С. 100–101. 5. Влияние режимов дискретного упрочнения на эксплуатационные свойства деталей автомобилей / Б.В. Савченков, В.Г. Гончаров, Н.Г. Александров, А.Л. Самсоник // Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – Х., 2005. – Вып.16. – С. 83–85. 6. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. – Х., 2008. – 19 с. 7. Ткачук М.А. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 147-156. 8. Шеремет В.Н. Повышение ресурса тяжело нагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния / В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПІ», 2010. – №2. – С. 118-123. 9. Гончаров В.Г. Наукові основи зміщення поверхонь високонавантажених елементів двигунів / В.Г. Гончаров, Н.А. Ткачук, С.С. Дяченко, С.А. Кравченко, В.М. Шеремет // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С.20-30. 10. Шеремет В.М. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміщенням / В.М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т.О. Васильєва // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С.150-155.

Ткачук М.А., Сапожников В.М., Шеремет В.М., Васильєва Т.О., Грабовський А.В.
**НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСКРЕТНОГО ЗМІЩНЮВАННЯ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ
ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН: НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН
ПРИ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ**

У статті поставлено задачу визначення раціональних параметрів дискретного зміщення деталей високонавантажених конструкцій на основі дослідження деформації поверхневого шару. Розв'язана задача методом скінчених елементів. На частинних випадках продемонстровано вплив різних чинників на деформованість поверхні.

Tkachuk M.A., Sapozhnikov V.M., Sheremet V.M., Vasiliyeva T.O., Grabovskiy A.V.
**NEW TECHNOLOGIES OF DISCRETE STRENGTHENING OF HIGH-LOADED
MACHINES ELEMENTS: STRESS-STRAIN STATE OF SURFACE LAYERS**

In the paper a problem of discrete strengthening rational parameters determination for high-loaded constructions details is set on the basis of surface layer deformation research. This task is solved by finite element method. The influence of different factors on surface deformation is shown on special cases.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.43.052

Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Кабанов А.Н., Дзюбенко А.А., Кузьменко А.П.,
Майстренко Г.В.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДОВОДКИ ГАЗОВОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО БЫСТРОХОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение. Истощение нефтяных месторождений, повышение мировых цен на нефть, постоянное ужесточение требований к экологическим показателям транспортных средств вынуждают искать замену традиционному нефтяному топливу. Сжатый природный газ является одним из наиболее эффективных альтернативных видов топлив [1]. Во всем мире происходит перевод парка двигателей, работающих на жидким нефтяном топливе на сжатый природный газ [2-4]. Для исследования и доводки параметров рабочего процесса двигателя и систем его управления необходим специальный стенд, который позволяет измерять все необходимые параметры, определяющие индикаторные и эффективные показатели работы двигателя.

Прогресс в области электроники, появление многоканальных быстродействующих аналого-цифровых преобразователей (АЦП) значительно расширили возможности современных аппаратных средств. Особенно большой толчок в исследовательских работах дало использование автоматизированных систем на базе персональных компьютеров (ПК). Открылись большие возможности в оперативной регистрации и обработке быстроизменяющихся процессов поршневых ДВС.

Анализ публикаций. В настоящее время накоплен значительный опыт создания специальных стендов для доводки газовых двигателей [5-7]. Такие стены оборудованы классическими системами топливоподачи и зажигания, которые дают возможность ручного управления параметрами. Микропроцессорные системы управления, которыми оснащены современные двигатели, не позволяют изменять коэффициент избытка воздуха и УОЗ в ручном режиме. Поэтому поставлена задача дополнительно разработать ряд устройств, которые позволяют изменять количество топлива и УОЗ в широком диапазоне, не изменения характеристических карт микропроцессорной системы управления.

Объект исследования и постановка задачи. Серийно выпускаемый в настоящее время ГРП "АвтоЗАЗ-Мотор" ЗАО "ЗАЗ" и устанавливаемый на автомобили "Sens" двигатель МeM3-307 эксплуатируется на бензине АИ-95. В серийном исполнении: диаметр цилиндра – 75 мм; ход поршня – 73,5 мм; степень сжатия 9,8; эффективная мощность – 51,5 кВт при частоте вращения 5200 мин⁻¹. Микропроцессорная система управления двигателем "Микас 10.3".

В данной работе поставлена задача создания автоматизированного стенд для исследования рабочего процесса двигателя, который приспособлен для работы на сжатом природном газе. Для выбора и обоснования параметров рабочего процесса необходим полный комплекс измерительной аппаратуры, удовлетворяющий следующим тре-

бованиям:

- возможность работы на бензине и на сжатом природном газе;
- возможность управления составом рабочей смеси, как при работе на бензине, так и на природном газе;
- возможность принудительного управления величиной угла опережения зажигания;
- измерение момента сопротивления на валу двигателя во всем диапазоне изменения частоты вращения ($n = 800 \dots 5590 \text{ мин}^{-1}$);
- регистрация давления в цилиндре двигателя (индикаторная диаграмма) с последующим определением индикаторных показателей;
- регистрация расхода воздуха и топлива;
- поддержание стабильного температурного режима двигателя.

Кроме того, автоматизированная система исследования должна обеспечивать сбор экспериментальных данных, для оперативной обработки и набора базы данных.

Структурная схема стенда. Для возможности плавного изменения момента сопротивления на валу двигателя, при проведении испытаний, стенд оборудован электрическим нагрузочным устройством МПБ-100 1 (рис.1.). Для передачи мощности от двигателя к балансирной машине используется механическая коробка передач ВАЗ 2103, которая позволяет работать в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя, а также карданной передачи. Стенд оборудован дополнительным воздушным вентилятором 15, а также дополнительным теплообменником 7, при помощи которых можно моделировать температурный режим максимально приближенный к реальным условиям эксплуатации. С той же целью на стенде установлен глушитель шума и резонатор от штатной системы выпуска отработавших газов автомобиля "Sens". Для изменения сопротивления выпускной системы предусмотрена заслонка 33.

Для исследования работы двигателя на альтернативных газообразных видах топлива стенд оборудован газовой системой 4-го поколения, которая включает в себя: каскад баллонов с запасом газа 5, двухступенчатый газовый редуктор 10, магистраль высокого и низкого давления, газовую рампу с форсунками 16, блок управления газовой системой 18. Для выбора вида топлива на панели пульта управления 22 предусмотрен переключатель 31.

Исследования в области эргономики рабочего места оператора [9] показывают, что наибольшую информативность для человека несет визуальное наблюдение за низкочастотным процессом, поэтому в качестве регистрирующих приборов используются демпфированные стрелочные измерители (8,11,13,30,39), а также светоизлучающие цифровые индикаторы (23-28).

Синтез системы автоматического сбора данных. Основной задачей системы автоматического сбора данных (САСД) является обеспечение исследования набором данных, характеризующих ход протекания эксперимента. Для экспериментов различного рода необходимо охватить достаточно много параметров. А построение многоканальной измерительной системы, для сигналов различного рода, является трудоемкой и дорогостоящей работой. Поэтому, используя опыт, полученный при построении автоматизированной системы исследования двигателей [8], для построения САСД было решено использовать альтернативные функции электронного блока управления (ЭБУ).

На двигателе МeМЗ-307 установлен ЭБУ "Микас-10.3", который кроме основной функции управления, имеет встроенные функции мониторинга и диагностики. Используя ПК, со специальным программным обеспечением (ПО), и устройство связи (K-line адаптер) (рис.2.), производится опрос ЭБУ, получая текущие значения сигналов датчи-

ков и управляющих воздействий. Кроме того ПО позволяет использовать и функцию диагностики для быстрого поиска и устранения неисправностей.

Система управления впрыском газа использует ЭБУ "OMVL", который также имеет функцию мониторинга и подключается к ПК посредством специального OMVL адаптера.

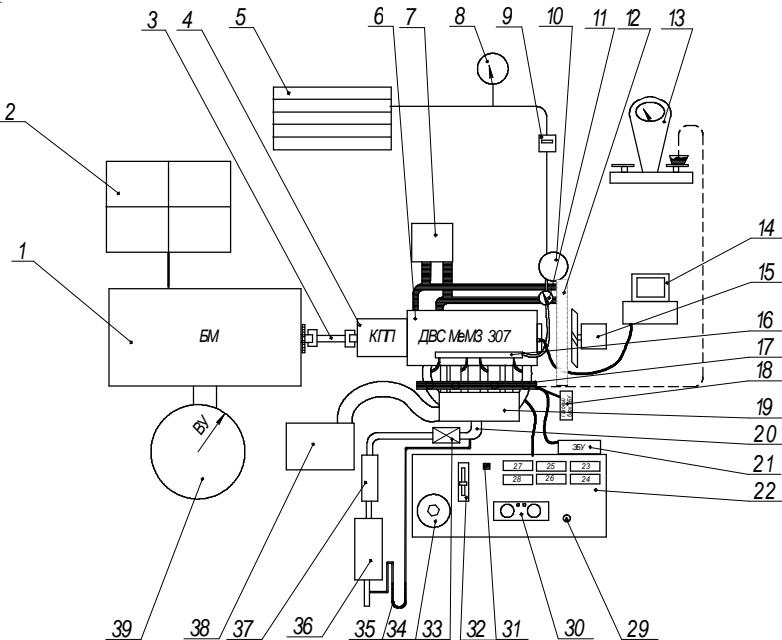


Рисунок 1 - Структурная схема моторного стенда на базе двигателя МeМЗ-307:

1-балансирная машина; 2-набор сопротивлений; 3-карданныя передача; 4-коробка передач ВАЗ-2103; 5-запас газового топлива; 6-двигатель МeМЗ-307; 7-водяной теплообменник; 8-манометр; 9-расходомер газа; 10-двухступенчатый газовый редуктор; 11-манометр; 12-радиатор двигателя; 13-весы для измерения расхода жидкого топлива; 14-измерительно-вычислительный комплекс; 15-вентилятор; 16-газовая рампа с форсунками; 17-бензиновая рампа с форсунками; 18-ЭБУ газовой системы; 19-впускной коллектор; 20-выпускной коллектор; 21-ЭБУ двигателя; 22-пульт управления; 23-прибор для измерения температуры ОЖ; 24-прибор для измерения температуры масла; 25-прибор для измерения температуры ОГ; 26-прибор для измерения давления масла в системе смазки; 27-прибор для измерения частоты вращения коленчатого вала; 28-прибор для измерения частоты вращения ротора балансирной машины; 29-замок зажигания; 30-приборная панель автомобиля; 31-переключатель вида топлива; 32-рукоятка для управления дроссельной заслонкой; 33-устройство для изменения сопротивления выпускной системы; 34-устройство для управления нагрузкой на ДВС; 35-прибор для измерения сопротивления выпускной системы; 36-глушитель шума; 37-резонатор; 38-расходомер воздуха; 39-весовое устройство для измерения нагрузки.

Частота опроса ЭБУ составляет 5 Гц, что, в связи с инерционностью двигателя, вполне достаточно для записи перечисленных параметров не только для статических, но и для переходных режимов.

Синтез программно-аппаратного измерительного комплекса. Задачей измерительного комплекса является регистрация быстропротекающих процессов ДВС. В диагностических целях для этого в основном используют осциллограф, но для исследования ДВС, в особенности на переходных режимах, требуются наборы статистических данных подряд записанных циклов. Кроме того количество требуемых параметров зачастую превышает количество каналов осциллографов общего применения.

Одним из таких параметров является кривая изменения давления в цилиндре (индикаторная диаграмма), что даёт наглядное представление об изменении параметров состояния рабочего тела в течение цикла. Для обработки индикаторная диаграмма должна сопровождаться различными метками синхронизации, такими как верхняя мертвая точка (ВМТ), нижняя мертвая точка (НМТ), момент зажигания (МЗ) и т.п. Поэтому для разработки измерительного комплекса было решено использовать многоканальное устройство ввода, вывода и обработки аналоговой и цифровой информации в персональных компьютерах на базе платы L-783 (ЗАО «Л-Кард»).

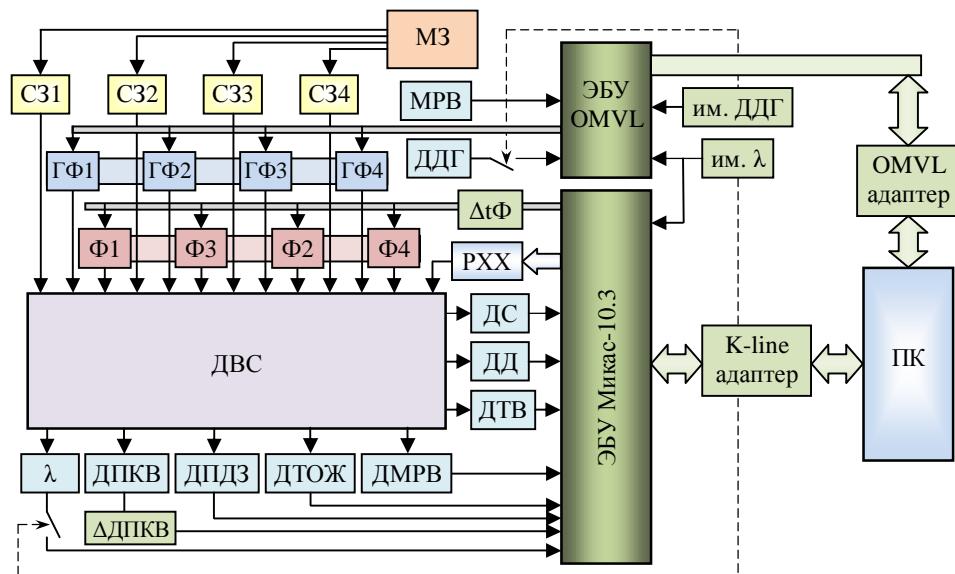


Рисунок 2 - Структурная схема САСД

САСД позволяет получать следующие параметры:

- частота вращения коленчатого вала двигателя (мин^{-1});
- положение дроссельной заслонки (%);
- угол опережения зажигания (град. п.к.в.);
- длительность импульса впрыска топлива (мс);
- массовый расход воздуха (кг/ч);
- давление во впускном коллекторе (мм.рт.ст.);
- температура охлаждающей жидкости ($^{\circ}\text{C}$);
- температура воздуха ($^{\circ}\text{C}$);
- расчетный часовой расход топлива (л/ч);
- расчетный путевой расход топлива (л/100км);
- скорость автомобиля (км/ч);
- напряжение бортовой сети (В);
- фактическое положение шагового мотора РХХ (шаг);
- напряжение на датчике кислорода (В);
- время накопления импульса зажигания (мс);
- температура газа в редукторе ($^{\circ}\text{C}$);
- температура газа в рампе ($^{\circ}\text{C}$);
- давление газа в рампе (Па);
- время открытия газовой форсунки (мс).

Технические характеристики платы L-783:

- интерфейс связи PCI;
- 16 дифференциальных каналов или 32 канала с общей землей для аналогового ввода;
- максимальная частота работы 12-ти битного АЦП – 2857(3300) кГц;
- два входа для внешней синхронизации при вводе сигнала;
- порт цифрового ввода/вывода, имеющий 16 входных и 16 выходных линий;
- диапазоны входного сигнала ± 5 В, $\pm 2,5$ В, $\pm 1,25$ В, $\pm 0,625$ В.

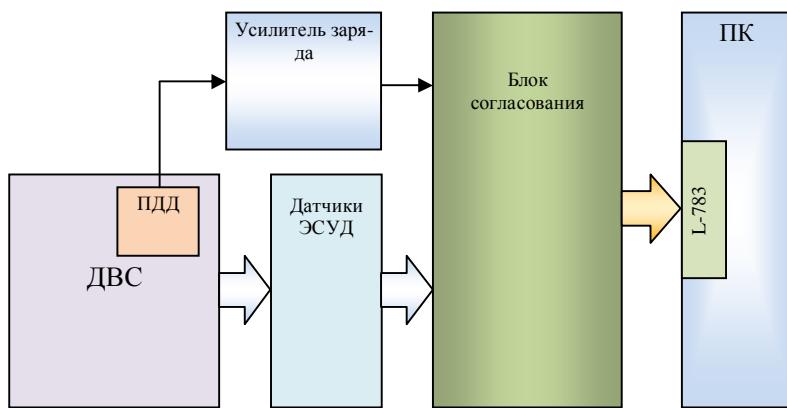


Рисунок 3 - Структурная схема измерительного комплекса

Структурная схема измерительного комплекса представлена на рис. 3. Здесь сигналы штатных датчиков ЭСУД и пьезоэлектрического датчика давления (ПДД) через усилитель заряда поступают на блок согласования, в котором происходит преобразование и нормирование сигналов по уровню, во избежание превышения предельно-допустимых значений по входу устройства ввода-вывода. Далее посредством АЦП сигналы оцифровываются и поступают в компьютер. В качестве программного обеспечения ПК используется программа Power Graph, которая имеет расширенные функции предварительной настройки. Это позволяет настроить канал измерения давления на отображение сигнала в МПа для адекватного восприятия получаемых данных во время эксперимента.

Для установки датчика давления в первом цилиндре головки цилиндров был выполнен специальный канал. Обеспечение стабильного температурного режима датчика достигается принудительным водяным охлаждением. Пример работы программно-аппаратного комплекса представлен на рис. 4.

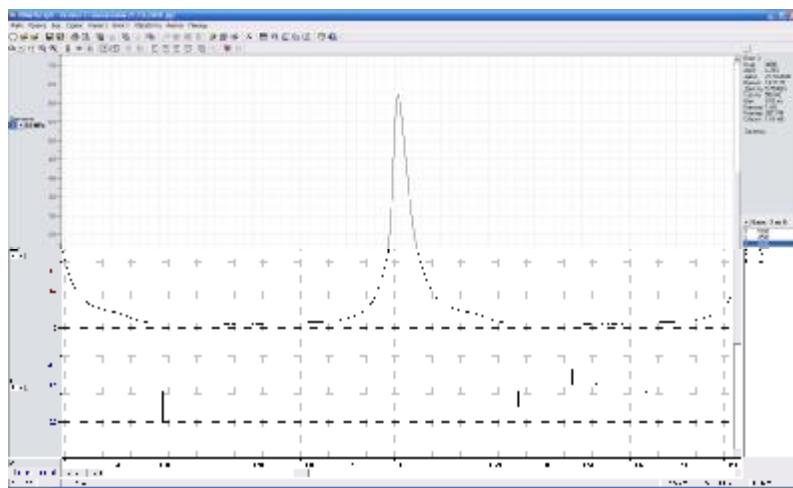


Рисунок 4 - Фрагмент работы программно-аппаратного измерительного комплекса

Обоснование и разработка дополнительных устройств стенда. Для работы ДВС на обедненных смесях, а также для доводки параметров рабочего процесса двигателя при работе на газовом топливе, необходимо обеспечить возможность принудительного управления количеством топлива в составе топливовоздушной смеси, и углом опережения зажигания. Для этого на стенде задействовано несколько способов и устройств.

Применение ЭБУ не дает возможности управлять бензиновоздушной смесью в ручном режиме, а изменение программы блока, во-первых, приводит к нарушению заводских настроек, во-вторых, не позволяет изменять коэффициент избытка воздуха динамически, непосредственно во время эксперимента. Поэтому было разработано устройство, в задачи которого входят: измерение текущего времени впрыска, динамическое изменение времени впрыска на заданную величину, отображение информации о текущих параметрах. Устройство включено в разрыв цепи управления клапанами форсунок, и обеспечивает дискретное изменение текущего времени впрыска в пределах $\pm 20\%$.

Для нормального функционирования устройства управления топливоподачей необходимо использовать имитатор датчика кислорода, чтобы исключить коррекцию электронного блока по сигналу обратной связи с датчика кислорода. Имитатор отключает датчик и на вход ЭБУ подает сигнал, что коэффициент избытка воздуха находится в пределах $\alpha \approx 1$.

Контроллер газовой системы OMVL производит коррекцию времени открытия газовых форсунок (ГФ, рис.2.) по сигналу датчика давления в газовой рампе (ДДГ). Принудительное управление газовоздушной смесью обеспечивается на двух уровнях: первый – установкой необходимого давления в газовой рампе при помощи редуктора, второй – отключением штатного ДДГ и подачей сигнала с имитатора датчика давления ("им. ДДГ") на вход ЭБУ. Такой способ управления охватывает широкий диапазон изменения коэффициента избытка воздуха и позволяет производить оперативные воздействия во время эксперимента.

Синхронизация работы двигателя и ЭСУД производится по сигналу датчика положения коленчатого вала (ДПКВ). Из всех управляющих воздействий электронного блока только момент зажигания имеет жесткую привязку к положению КВ. Используя этот фактор, разработан вариатор сигнала ДПКВ ("ДДПКВ", рис.2.), который включается в разрыв цепи датчика и позволяет смещать сигнал ДПКВ на заданный угол.

Основными задачами вариатора являются измерение параметров сигнала ДПКВ, формирование сигнала приемлемой для ЭБУ амплитуды и формы со смещением на заданный угол, обеспечение динамической работы системы, измерение и отображение УОЗ на входе и на выходе системы. Пример работы вариатора приведен на рис. 5, где A – оцифрованный сигнал штатного датчика, B – напряжение на первичной обмотке катушки зажигания 1/4 цилиндров, C – сигнал вариатора ДПКВ, $\Delta\varphi$ – угол смещения сигнала, $\theta_{вх}$ – УОЗ на входе системы (подразумевается угол относительно сигнала вариатора), $\theta_{вых}$ – УОЗ на выходе системы (угол относительно сигнала датчика)

$$\theta_{вых} = \theta_{вх} + \Delta\varphi. \quad (1)$$

Таким образом, вариатор сигнала ДПКВ позволяет получать смещенный УОЗ $\Delta\varphi$. Диапазон смещения составляет $\pm 18^\circ$ с дискретностью в 1 град. п.к.в.

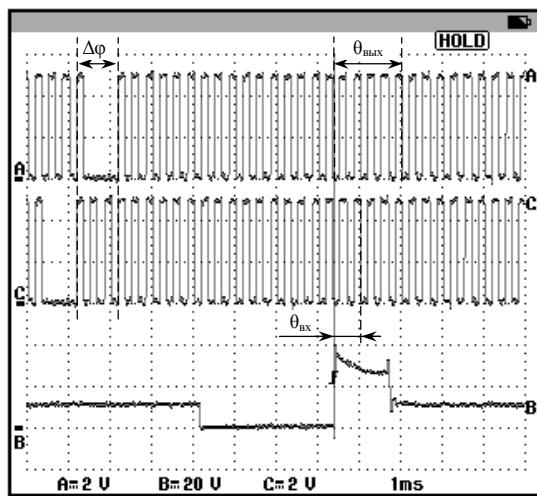


Рисунок 5 - Пример работы вариатора сигнала ДПКВ

Выводы. В газовой лаборатории кафедры ДВС ХНАДУ создан исследовательский стенд для проведения работ по созданию малолитражного двигателя внутреннего сгорания, который работает на сжатом природном газе. Стенд оснащен полным комплексом измерительной аппаратуры для определения индикаторных и эффективных показателей двигателя. Автоматизированная система исследования дополнена рядом устройств, позволяющих изменять подачу топлива и угол опережения зажигания.

Литература: 1. Канило П.М., Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Парсаданов И.В. Природный газ – наиболее эффективный заменитель нефтяных топлив на автотранспорте // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – Вып. 22. – с. 86–92. 2. Калинин Н.Г. Природный газ и проблема экологизации автомобильного транспорта в России. – Газовая промышленность, 2003. №3 – с. 65–68. 3. Николаева Н. Альтернативные источники энергии для автомобилей // Автомобильный транспорт: – 2002. – №3. с. 43–47. 4. Грузовые автомобили с газовыми двигателями в США // Автомобильная промышленность США. – 1996. №4–5. – с.7–8. 5. Бганцев В.Н., Левтеров А.М., Мараховский В.П. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения // Техно – plus. – Харьков. – 2003. - №10. – с.92. 6. Захарчук В.І., Сітовський О.П., Козачук І.С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля. // Автомобільний транспорт – Харків: ХНАДУ. – 2005. Вип.. 16. – с. 276–278. 7. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.Н., Салдаев С.В. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6Ч 13/14 // АвтоГазЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – Москва: АГЗК+АТ. – 2005. – №4(22). – с. 42–45. 8. Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Ефремов А.А., Сивых Д.Г., Проскурин А.В. Новая автоматизированная система исследования и диагностированная автотракторных двигателей // Автомобильный транспорт. Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 17. – с.28–34. 9. Мунипов В.М., Зинченко В.П. Эргономика: человекоориентированное проектирование техники, программных средств и среды // Логос. – 2001. – 356с.

Абрамчук Ф.І., Пойда А.М., Кабанов О.М., Дзюбенко О.О., Кузьменко А.П.,
Майстренко Г.В.

**АВТОМАТИЗОВАНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ І ДОВЕДЕННЯ ГАЗОВОГО
МАЛОЛІТРАЖНОГО ШВИДКОХІДНОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРЯННЯ**

Розглянуто питання створення автоматизованого стенда для проведення робіт з дослідження робочих процесів двигуна, спрямованих на створення малолітражного екологічно чистого двигуна внутрішнього згоряння. Використано принципи побудови раніше розробленої автоматизованої системи дослідження, з рядом додаткових пристрій для управління подачею палива і кутом випередження запалювання.

Abramchuk F.I., Poyda A.N., Kabanov A.N., Dzubenko A.A., Kuzmenko A.P.,
Maystrenko G.V.

**AUTOMATIZED TEST BENCH FOR RESEARCH AND DEVELOPMENT OF GAS
SMALL-CAPACITY HIGH-SPEED INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

Questions of creation of automatized test bench for carrying out of engine operation research works, which aimed at creation of small-capacity ecologically clean internal combustion engine. Construction principles of earlier developed automatized research system with a number of additional devices for fuel supply and spark angle management are used.

УДК.536.67:66.02

Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф., Колбасов А.Н.

**ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ТЕПЛООБМЕН В КОМПАКТНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

1. Актуальность проблемы.

В последние годы все больше возрастает интерес к образцам бронированной техники. Покупателями танков и бронетранспортеров, в основном, являются страны с жарким климатом, где температура окружающей среды достигает 50...55°C. Ни один образец военной техники, созданный ранее, не способен эксплуатироваться в подобных условиях без ограничений по скоростному и нагруженному режимам. Существующие ранее стандарты предусматривали возможность эксплуатации бронированных объектов при температуре окружающей среды не более 40°C. С повышением требований необходимы были новые технические решения по обеспечению отвода увеличенного количества тепла при неизменных объемах силовых установок. Кроме того, для повышения характеристик подвижности, постоянно увеличивалась мощность двигателей. Так в танке Т-64А и его модификациях мощность двигателя составляла 700 л.с., в танках Т-84 и «Оплот» - 1200 л.с.

Отвод увеличенного количества тепла технически сложная задача и требует комплексного решения - улучшения характеристики эжектора, повышения эффективности теплообменников и повышения предельно допустимых значений температур охлаждающей жидкости. Каждое из этих направлений представляет собой технически сложную задачу, решаемую с целым рядом ограничений.

Вопросы повышения эффективности теплообменников связаны с изучением процесса тепломассообмена по двум контурам - воде и воздуху и разработкой конструктивных мероприятий повышения характеристик теплообменников.

2.Обзор исследований по теплообменникам систем охлаждения ВГМ

Исследования факторов, влияющих на комплексные показатели тепломассообмена в теплообменниках с разной поверхностью теплообмена, проводились учеными В.К.Мигеем [1,2], В.М.Бузником, Н.Г.Лебедем [3,4], Г.И.Ворониным, Е.В.Дубровским [5], О.Б.Анипко [6,7], А.В.Репиным, Г.Л.Михайловым [8]. По результатам этих исследований было доказано, что интенсификация теплообмена со стороны воздушного потока пропорциональна величине аэродинамического сопротивления, на что существенное влияние оказывают формы каналов – треугольные или трубчато-ребристые. Степень оребрения увеличивает поверхность теплообмена, в результате чего увеличивается конвективный теплообмен. С другой стороны, интенсификация теплообмена решается за счет увеличения поверхности теплообмена по жидкому теплоносителю, что достигается различными конструктивными решениями.

Исследования, приведенные в КП ХКБМ им. А.А.Морозова дают основания утверждать, что интенсивность теплообмена - это противоречивая задача, где приходится решать многофакторные задачи, где параметры, характеризующие процесс теплообмена.

Сложность создания теплообменников для военных гусеничных машин связана с целым рядом ограничений, главные из которых массогабаритные и необходимость при минимальных расходах воздуха обеспечить съем тепла для обеспечения эксплуатации объекта без ограничений при высоких температурах окружающего воздуха.

Глубокие исследования и разработка конструктивных мероприятий для удовлетворения требований к теплообменникам ВГМ в Украине не проводятся, за исключением ХКБМ им. А.А.Морозова, где на основе исследований натурных образцов, разработан комплекс обобщенных параметров, позволяющих для силовых установок любой мощности создавать многоконтурные системы охлаждения эжекционного типа. Такие работы выполнены для всех моделей танков и бронетранспортеров, созданных в КП ХКБМ им. А.А.Морозова.

3. Основная часть.

В современных теплообменниках с воздушным охлаждением широкое распространение получили поверхности, образуемые оребрением. Интенсивность теплоотдачи зависит от гидравлического сопротивления теплообменника и аэродинамического сопротивления по контуру воздушного теплообмена.

Теплоотдача от развитой поверхности к воздушному потоку существенно зависит от конструкции оребрения и характеризуется КПД ребра. В процессе теплопередачи в элементах оребрения возникает температурный градиент, что приводит к снижению эффективности ребристой поверхности. Результаты анализа теоретических и экспериментальных работ показали, что коэффициент теплоотдачи развитой поверхности зависит от конкретного типа оребрения. Для более точной оценки конструктивного исполнения трубок и метода оребрения используется математическое моделирование процесса теплоотдачи при движении потока воздуха.

Теоретический анализ теплоотдачи оребренных поверхностей предполагает ряд допущений, которые четко определяют и ограничивают задачу и несколько упрощают ее. В инженерных методах расчета теплоотдачи и сопротивления некруглых каналов используются методы расчета круглого сечения с эквивалентным диаметром.

Относительно малые значения гидравлического диаметра трубок и большая длина их позволяют пользоваться решением задач для стабилизированного потока с учетом распределения скоростей движения потоков, определенных численно-

аналитическим методом. В общем случае задача теплообмена в каналах ребристых поверхностей решается при одновременном анализе теплопроводности ребер и конвективного теплообмена.

Теплоотдача в каналах зависит от ряда факторов, основными из которых являются условия течения теплоносителя и его теплофизические свойства, а также размеры и форма каналов.

Теплоотдача от поверхности к теплоносителю при ламинарном течении осуществляется теплопроводностью. Следовательно, тепловой поток пропорционален градиенту температуры по нормали к стенке. Этот температурный градиент определяется не только распределением скорости и теплопроводностью теплоносителя, но также и степенью его нагрева.

Теплоотдача в каналах характеризуется числами Нуссельта и Прандтля. Число Нуссельта пропорционально отношению теплоотдачи к коэффициенту теплопроводности. Это приводит к выводу о том, что отношение теплового потока к расходу теплоносителя, протекающего через канал, должно быть пропорционально коэффициенту теплопроводности, деленному на характерный размер в направлении теплового потока.

Число Прандтля представляет собой отношение молекулярного коэффициента переноса количества движения к молекулярному коэффициенту переноса теплоты. Значение числа Прандтля для воздуха незначительно зависит от изменения температуры и существенно отличается для капельных жидкостей. Суть этого отличия заключается в том, что теплофизические параметры, составляющие число Прандтля и отражающие распределение касательных напряжений и теплоты, по молекулярно - кинетической теории газов пропорциональны одной и той же величине - произведению средней скорости молекул на среднюю длину их свободного пробега. В широко применяемых теплообменных аппаратах, в которых в качестве теплоносителя используется воздух, описание его свойств осуществляется по линейно интерполированным данным.

Площадь развитой поверхности в единице объема существенно зависит от формы и размеров каналов. Развитая поверхность наиболее эффективно используется в теплообменных устройствах, если отношение площадей поверхностей с жидкой и газовой стороны, примерно, обратно пропорционально отношению соответствующих коэффициентов теплоотдачи.

Форма каналов и их геометрические размеры оказывают влияние на профиль скорости теплоносителя и локальные коэффициенты переноса теплоты. В каналах поле скорости теплоносителя характеризуется максимальной и средней скоростью течения, степенью заполнения профиля скорости, пористостью развитой поверхности.

Таким образом, геометрический фактор оказывает наиболее существенное влияние на процесс теплоотдачи развитой поверхности. В тоже время, при выборе основных геометрических характеристик развитых поверхностей теплообменника, определяющими являются теплогидравлические факторы (температура несущих поверхностей и теплоносителей, потери давления, распределение гидродинамических параметров, перемешивание).

Кроме основных факторов, на теплообмен в каналах оказывают влияние шероховатость стенки, технологические отклонения от заданных размеров, условия входа и выхода потока, а также интенсивность теплоотдачи внутри несущих труб.

Таким образом, задача теплообмена при ламинарном течении воздуха в каналах неканонического поперечного сечения, образованных развитой поверхностью, представляется сложной и требует комплексного метода решения.

Для однофазной, химически однородной, несжимаемой жидкости система дифференциальных уравнений, описывающих нестационарный сопряженный теплообмен в канале произвольного поперечного сечения, представляется в виде уравнения неразрывности.

$$\frac{\partial \mathbf{r}_{\text{ж}}}{\partial t} + \operatorname{div}(\mathbf{r}_{\text{ж}}, \mathbf{W}_{\text{ж}}) = 0 \quad (1)$$

уравнения движения

$$\mathbf{r}_{\text{ж}} \frac{\partial \dot{\mathbf{W}}_{\text{ж}}}{\partial t} (\mathbf{W}_{\text{ж}}, q \operatorname{rad} \mathbf{W}_{\text{ж}}) = \mathbf{F} - q \operatorname{rad} \mathbf{P} + 2 \operatorname{div}(\mathbf{m}_{\text{ж}} \mathbf{S}_{\text{ж}}) \quad (2)$$

уравнения энергии

$$\mathbf{r}_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \left[\frac{\partial t_{\text{ж}}}{\partial t} + (\mathbf{W}_{\text{ж}} q \operatorname{rad} t_{\text{ж}}) \right] = \operatorname{div}(I_{\text{ж}} q \operatorname{rad} t_{\text{ж}}) + \frac{dP}{dt}; \quad (3)$$

и уравнения теплопроводности для стенки

$$\mathbf{r} c \frac{\partial t}{\partial t} = \operatorname{div}(I_{cm} q \operatorname{rad} t_{cm}) + q_n \quad (4)$$

Условие сопряжения - равенство температур и тепловых потоков на границе «жидкость - стенка»

$$(t_{\text{ж}})_{cm} = (t)_{cm} \quad (5)$$

$$- I_{\text{ж}} \left(\frac{\partial t_{\text{ж}}}{\partial n} \right)_{cm} = I \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{cm} \quad (6)$$

Система уравнений (1) - (6) очень сложна и решение ее в общем виде связано с большими трудностями. Эти трудности вызваны нелинейностью уравнений движения и энергии, обусловленной наличием конвективных членов и зависимостью физических свойств потока от температуры. Вследствие зависимости \mathbf{m} и \mathbf{r} от t , поля скорости и температуры оказываются взаимно связанными. Поэтому уравнения движения и неразрывности нельзя решать независимо от уравнения энергии.

Такая постановка задачи существенно упрощается, если предположить, что вязкость и плотность потока постоянны. В этом случае уравнение движения становится независимым от уравнения энергии и температура не оказывает влияния на поле скорости, которое можно определить, решая только уравнения движения и неразрывности.

Предположение о постоянстве физических свойств существенно упрощает систему уравнений, благодаря чему становится возможным решение многих задач теплообмена. В то же время, это предположение ограничивает область применения получаемых результатов такими реальными процессами, в которых физические свойства жидкости изменяются незначительно.

Физические условия протекания процесса существенно упрощают систему уравнений и позволяют получить довольно точное решение задачи. Для задачи теплообмена в канале при полностью развитом ламинарном потоке принимаются следующие допущения:

1. Течение жидкости и процесс теплообмена стационарны.
 2. Жидкость несжимаема, ее физические свойства не зависят от температуры и давления.
 3. Течение стабилизировано, профиль скорости не изменяется по длине.
 4. В потоке отсутствуют внутренние источники теплоты.
 5. Вторичными течениями в сечении канала пренебрегаем, ввиду их малости.
- С учетом этих допущений система уравнений (1) - (6) преобразуются в систему уравнений для пограничного слоя

$$r c_p W(x, y) \frac{\partial t}{\partial z} = I \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = - \frac{\Delta P}{m e} \quad (8)$$

Границные условия для потока задаются в зависимости от конкретной задачи. Границные условия на стенке формируются на основе положения о неразрывности температурного поля на границе «жидкость - стенка». Таким образом, температура жидкости в каждой точке на поверхности стенки должна быть равна температуре поверхности стенки в той же точке.

Выводы

1. Теплоотдача в каналах теплообменника пропорциональна коэффициенту теплопроводности и зависит от значений числа Прандтля и Нуссельта.
2. Процесс теплообмена в теплообменниках описывается системой уравнений по законам неразрывности струи, движения и энергии.
3. Решение задачи определения эффективности теплообменников возможно с учетом ряда допущений и преобразований расчетных формул в более простые уравнения для пограничного слоя течения жидкости в ламинарном режиме.

Литература: 1. Мигай В.К. Влияние угловых областей каналов на трение и теплообмен // Теплоэнергетика. - 1979. - №10. - с.45-47. 2. Мигай В.К. Теплообмен в треугольном канале при ламинарном течении // ИФ1А.-1958.- т.1. -№.-с.18. 3. Бузник В.М. Теплопередача в судовых энергетических установках. -Л.: Судостроение, 1967. - 376с. 4. Лебедь А.Г., Бузник В.М., Лобов В.И. Исследование теплопередачи и гидравлического сопротивления при ламинарном течении в каналах треугольного сечения// Тр. Николаевского кораблестроит. ин-та., Теплоэнергетика, - 1970, №33. - с.11-16. 5. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. - М.: Машиностроение, 1973. - 96с. 6. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф. Техническая термодинамика и теплопередача в комнатных теплообменниках транспортных средств Х.НТУ «ХПИ», 2006г., 234с. 7. Анипко О.Б. Развитый ламинарный поток в треугольных каналах контактных теплообменниках // Механіка та машинобудування - 1999, №1, с.3-10.

Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф., Колбасов О.М.

ОСНОВНІ ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ТЕПЛООБМІН В КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Останнім часом підвищились вимоги до умов експлуатації танків та бронетранспортерів при температурах навколошнього середовища до 55°C.

У зв'язку з цим виникла необхідність створення теплообмінників, здатних забезпечити експлуатацію без обмежень руху, що базується на розрахунках теплообмінників.

Anipko O.B., Borisyuk M.D., Klimov V.F., Kolbasov A.N.

THE MAIN FACTORS INFLUENCING THE HEAT TRANSFER
IN COMPACT HEAT EXCHANGERS VEHICLES

In recent years, increased requirements for the operation of tanks and armored personnel carriers at ambient temperatures of up to 55°C.

In this regard, the need to create heat exchangers, capable of operation without restriction of motion, based on calculations of heat exchangers.

УДК 62-23+519.863

Бондаренко О.В.

**СУМІЩЕННЯ МЕТОДІВ ЛПт-ПОШУКУ ТА ЗВУЖЕННЯ ОКОЛІВ
ПРИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ**

Актуальність задачі.

При оптимізації будь-якого об'єкта проектувальник формулює критерій та обмеження на змінні проектування. Стосовно самого процесу оптимізації, то він може проходити по-різному, бо кожна оптимізаційна задача є винятковою, тому не кожен з існуючого різноманіття метод може бути використаний. В деяких випадках, при великій кількості параметрів проектування та обмежень, непередбачуваної поведінці цільової функції, необхідно використовувати комбінації методів, чи навіть розробляти власні методи та алгоритми.

Тому актуальною є задача розробки комбінованого алгоритму для рішення задачі оптимізації коробок передач у зв'язку з численними параметрами проектування та складними обмеженнями на них [1].

Постановка задачі.

Найбільше розповсюдження у трансмісіях транспортних засобів (наприклад, автомобілів) отримали КП, виконані за тривалою схемою [2]. Оптимізація коробок передач [1, 3, 4], як і кожна оптимізаційна задача, по-перше, потребує виділити ряд **параметрів проектування**: модулі зубчастих коліс m_q , числа зубців коліс z_{q1} та z_{q2} , кути нахилу зубців b_q , коефіцієнт ширини вінця 1-го зубчастого зачеплення Y_{bd1} (постійного), прийнято у якості базового, у відповідності з яким обчислюються коефіцієнти ширини вінців інших зубчастих зачеплень [5].

Наступним кроком необхідно сформулювати один або декілька критеріїв та записати **цільові функції**. Оптимізація коробок передач може проводитись за багатьма критеріями: маса коробки передач, габаритні розміри (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), вібрація, шум та інші. З усього різноманіття найбільш характеристичними критеріями є міжосьова відстань, довжина та маса коробки передач [5].

Останній етап – формулюємо **обмеження на змінні** проектування [6].

Шляхи рішення задачі.

На сьогоднішній день існує велика кількість шляхів розв'язання оптимізаційних задач. З усього різноманіття було обрано методи зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-

послідовності, та звуження околів, які обкresлюються обмеженнями на змінні проектування, для знаходження більш якісного рішення.

Нагадаємо основні розрахункові залежності [7], що стосуються рівномірно розподілених послідовностей.

Якщо точки Q_i з декартовими координатами $(q_{i,1}, \dots, q_{i,n})$ є рівномірно розподіленою послідовністю в K^n (одиничний n -вимірний куб) то точки A_i з декартовими координатами $(a_{i,1}, \dots, a_{i,n})$, де при $j=1,2,\dots,n$

$$a_{i,j} = a_j + (b_j - a_j) \cdot q_{i,j}, \quad (1)$$

є рівномірно розподіленою послідовністю в паралелепіпеді Π (n -вимірний паралелепіпед), що складається з точок (a_1, \dots, a_n) , координати яких задовільняють нерівностям $a_j \leq a_j \leq b_j$.

Декартові координати $q_{i,j}$ для **ЛПт-послідовності** обчислюються за арифметичним алгоритмом. Цей алгоритм базується безпосередньо на розрахунках за таблицею чисельників $r_j^{(l)}$. За заданим номером точки i обчислюємо $m_t = 1 + [\ln i / \ln 2]$, а потім для кожного параметру j ($j=1,2,\dots,n$) обчислюємо координату:

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m_t} 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^{m_t} \left[2^{\{l^{-l}\}} \right] \left[2^{\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}} \right] \right\}, \quad (2)$$

У останніх двох формулах $[z]$ – ціла частина, а $\{z\}$ – дробова частина числа z .

Використання методу звуження околів припускає поступове зменшення “радіусів куль” [8] у просторі параметрів. Існує декілька правил зменшення радіуса: а) радіус (n_i) кулі зменшується шляхом віднімання числа $(a) - n_i = n_{i-1} - a$, $i = 1, 2, \dots$; б) радіус кулі зменшується шляхом поділу на число $-n_i = n_{i-1} / a$, $i = 1, 2, \dots$, найбільш розповсюдженим у математиці та техніці є випадок поділу пополам, так званий метод половинного поділу; в) для зменшення радіуса використовується набор чисел Фібоначі та інші.

Для рішення даної задачі було обрано правило зменшення інтервалу поділом на число. Це дозволяє підібрати дільник окремо по кожному параметру та для кожного кроку звуження околів.

Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів було спричинено тим фактором, що метод ЛПт-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51), але має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}). Цієї кількості пробних точок недостатньо для дослідження представленої задачі, тому було запропоновано знаходити рішення шляхом послідовного звуження n -вимірного паралелепіпеду параметрів. Це дозволило знайти більш точне рішення: n -вимірний паралелепіпед зменшувався на кожному наступному кроці дослідження, а кількість пробних точок залишалася максимально можливою.

Слід зазначити, що на даному етапі розробки алгоритму оптимізації для рішення задачі дільник є константою для всієї задачі в цілому, тобто для всіх параметрів та кроків звуження околів. Дільник, що приводить до найкращого оптимально-раціонального рішення, обирається для кожної конкретної задачі методом прямого підбору з одночас-

ним аналізом отриманих результатів. Недоліком такого підходу є збільшений час, що витрачається для вибору дільника, а також відхід від окремих дільників по кожному параметру. Але вкажемо, що на час написання статті розробляється алгоритм вибору дільників по кожному параметру окремо. Цей вибір буде здійснюватися за псевдо-випадковим законом розподілення.

Алгоритм рішення задачі оптимізації.

Рішення задачі проводиться шляхом зондування n -вимірного паралелепіпеду, об'єм котрого зменшується на кожному наступному кроці. Точки для зондування обираються за законом ЛПт рівномірно-розділеної послідовності. Схема оптимізаційного алгоритму приведена на рисунку.

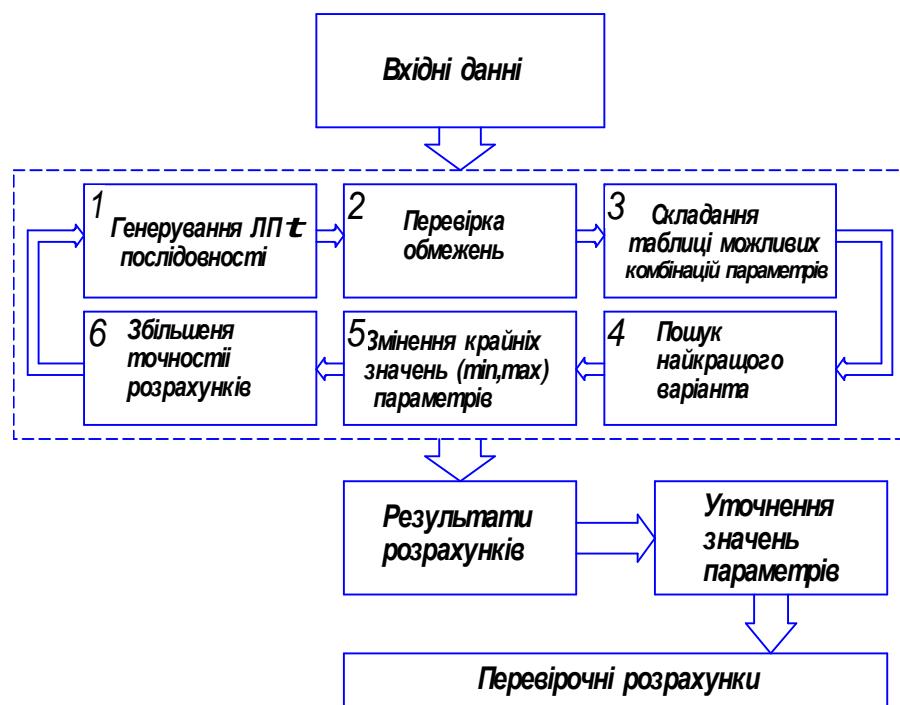


Рисунок – Схема алгоритму оптимізації

Першим етапом у внутрішньому циклі алгоритму є генерування ЛП-т послідовності, тобто пошук координат точок для зондування n -вимірного паралелепіпеду.

Координати точок знаходяться за залежністю (1). Для п'ятиступеневої тривальної коробки передач (одна передача пряма) задача має 21 вимір ($n=21$):

$$\begin{aligned}
 m_{1,i,1} &= m_{1\min 1} + (m_{1\max 1} - m_{1\min 1}) \cdot q_{i,1}; \\
 &\dots \\
 m_{5,i,5} &= m_{5\min 5} + (m_{5\max 5} - m_{5\min 5}) \cdot q_{i,5}; \\
 z_{1,1,i,6} &= z_{1,1\min 6} + (z_{1,1\max 6} - z_{1,1\min 6}) \cdot q_{i,6}; \\
 &\dots \\
 z_{5,2,i,15} &= z_{5,2\min 15} + (z_{5,2\max 15} - z_{5,2\min 15}) \cdot q_{i,15};
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 b_{1i,16} &= b_{1\min 16} + (b_{1\max 16} - b_{1\min 16}) \cdot q_{i,16}; \\
 &\dots \\
 b_{5i,20} &= b_{5\min 20} + (b_{5\max 20} - b_{5\min 20}) \cdot q_{i,20}; \\
 Y_{bd1i,21} &= Y_{bd1\min 21} + (Y_{bd1\max 21} - Y_{bd1\min 21}) \cdot q_{i,21}.
 \end{aligned}$$

Попередньо знаходимо для кожного номеру (i) точки m_t та чисельники $r_j^{(i)}$.

Кількість пробних точок проектувальник задає самостійно, але зрозуміло, що вона має бути максимальною, зважаючи на потужності ЕОМ.

Другим етапом у алгоритмі є перевірка обмежень на отримані параметри. Вона здійснюється у певній послідовності [5]. Як тільки пробна точка не задовольняє обмеженню, то вона негайно відсіюється від подальших розрахунків, і на перевірку береться наступна пробна точка. Таким чином проходять перебір усіх пробних точок. Ця послідовність дозволяє вчасно відсіяти “непридатні” точки і тим самим скоротити час машинних розрахунків.

З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування – це наступний етап. На цьому етапі вираховують для кожної точки значення цільової функції.

Пошук найкращого варіанту здійснюється методом сортування множини точок за значенням цільової функції, при мінімальному значенні цільової функції маємо найкращу комбінацію параметрів проектування (для даного кроку). Сортування здійснюється методом вставки [9], де на i -му етапі “вставляємо” i -й елемент $A[i]$ у потрібну позицію серед елементів $A[1], A[2], \dots, A[i-1]$, які вже впорядковані. Після цієї вставки перші i елементів будуть впорядковані.

Етап змінення крайніх значень параметрів проводиться для зменшення об’єму n -вимірного паралелепіпеду. Максимальне та мінімальне значення параметрів проектування для наступного k -го кроку обчислювань знаходяться відносно оптимально-раціональних значень параметрів для даного $k-1$ кроку:

$$\begin{aligned}
 z_{q,1\min_k} &= z_{q,1_{k-1}} - (z_{q,1\max_{k-1}} - z_{q,1\min_{k-1}})/\Omega; \\
 z_{q,1\max_k} &= z_{q,1_{k-1}} + (z_{q,1\max_{k-1}} - z_{q,1\min_{k-1}})/\Omega; \\
 z_{q,2\min_k} &= z_{q,2_{k-1}} - (z_{q,2\max_{k-1}} - z_{q,2\min_{k-1}})/\Omega; \\
 z_{q,2\max_k} &= z_{q,2_{k-1}} + (z_{q,2\max_{k-1}} - z_{q,2\min_{k-1}})/\Omega; \\
 b_{q\min_k} &= b_{q_{\max_{k-1}}} - (b_{q_{\max_{k-1}}} - b_{q_{\min_{k-1}}})/\Omega; \\
 b_{q\max_k} &= b_{q_{\max_{k-1}}} + (b_{q_{\max_{k-1}}} - b_{q_{\min_{k-1}}})/\Omega,
 \end{aligned} \tag{4}$$

де q – номер зачеплення коробки передач, k – номер кроку зменшення об’єму n -вимірного паралелепіпеду, Ω – дільник.

Початкові максимальні та мінімальні значення для кожного параметру беруться з вхідних даних. Якщо максимальні та мінімальні значення параметрів на наступних

кrokах виходять з початкового діапазону, то вони обмежуються цим діапазоном.

Також вкажемо, що на відміну від попередніх алгоритмів оптимізації тривалістю коробок передач [10], реалізовано підбір модулів зі стандартного ряду.

Результати розрахунків.

Для оцінки та порівняння результатів розрахунків з оптимізації міжсъової відстані a_w у якості базової було прийнято коробку передач автомобіля ЗІЛ-130, параметри якої приведено у таблиці 1.

Контактні та згинні напруження S_H та S_F , МПа у зачепленнях при вхідному крутному моменті $T=200$ Н·м приведено у таблиці 2 (розрахунки напружень виконано за стандартною методикою ГОСТ 21354-87 [11]).

Таблиця 1
Геометричні параметри коробки передач автомобіля ЗІЛ-130;
 $a_w=123,25\text{мм}$

№ зачеплення	m	b	z_1	z_2	b_w
1 (постійне)	3,5	24,666	20	43	25
2	4,25	0	13	45	30
3	3,5	24,666	22	42	29
4	3,5	24,666	31	33	28
5	3,5	24,666	38	26	26

Таблиця 2
Напруження у зачепленнях базової коробки передач

	S_H	S_{HP}	S_{F1}	S_{FP1}	S_{F2}	S_{FP2}
1	805,21	924,95	178,21	630,26	144,6	585,76
2	1287,38	1219,9	291,434	622,64	116,28	575,37
3	985,93	1086,27	220,61	591,5	208,5	586,03
4	807,01	926,26	159,31	589,05	158,5	588,5
5	770,59	913,94	160,33	587,13	162,94	590,42

Для цих вхідних даних було проведено розрахунки за представленим вище алгоритмом. Значення дільників та відповідних їм міжсъовим відстаням надано у таблиці 3.

Таблиця 3
Пробні значення дільників та отримані у результаті міжсъові відстані

	Ω	a_w
1	2,4	137,52
2	2,2	113,065
3	2	118,9
4	1,8	133,89

Транспортне машинобудування

Варіант 2 відповідає меншому значенню міжосьової відстані. Параметри коробки передач для цього варіанту приведено у таблиці 4.

Таблиця 4
Геометричні параметри коробки передач, отримані при рішенні оптимізаційної задачі;
 $a_w=113,065\text{мм}$

№ зачеплення	m	b	z_1	z_2	Y_{bd}
1 (постійне)	4,5	15,354	14,314	34,721	0,462
2	2,75	19,037	23,038	54,356	0,5
3	2,75	17,841	34,474	50,336	0,5
4	5	24,212	20,641	15,364	0,414
5	2,75	18,243	47,398	33,48	0,439

Для подальших розрахунків приймаємо відкориговані параметри, що наведені у таблиці 5.

Таблиця 5
Відкориговані геометричні параметри оптимізованої коробки передач;
 $a_w=113\text{мм}$

№ зачеплення	m	b	z_1	z_2	Y_{bd}	i
1 (постійне)	4,5	12,666	13	36	0,462	2,769
2	2,75	9,728	22	59	0,5	2,682
3	2,75	13,232	32	48	0,5	1,5
4	5	21,689	23	19	0,414	0,826
5	2,75	9,72	53	28	0,439	0,528

Після проведення перевірочных розрахунків маємо напруження, що надані у таблиці 6.

Таблиця 6
Напруження у зачепленнях оптимізованої коробки передач

№ зачеплення	S_H	S_{HP}	S_{F1}	S_{FP1}	S_{F2}	S_{FP2}
1 (постійне)	935,79	907,81	162,04	619,56	102,59	574,6
2	1372,28	1248,4	558,79	642,93	171,85	596,53
3	898,52	1101,88	187,17	601,84	180,89	598,65
4	774,73	952,9	96,4	572,8	98,785	574,36
5	736,1	939,2	137,3	597,7	137	602,7

Висновок.

Запропонований алгоритм з оптимізації тривальних коробок передач сумістив методи ЛПт-пошуку та звуження околів. Його використання у чисельному експерименті дозволило зменшити міжосьову відстань коробки передач у порівнянні з базовою конструкцією з 123,25мм до $\approx 113\text{мм}$.

Література: 1. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного Пот

літтехнічного Університету "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.14–18. 2. Дымшиц И.И. Коробки передач. – М.: Машгиз, 1960. – 360с. 3. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 4. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. 5. Бондаренко О.В. Оптимізація тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками: критерії та цільові функції / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного Політехнічного Університету "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №19. – С.124–128. 6. Бондаренко А.В. Оптимизация трехвальных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / Алексей Бондаренко, Александр Устиненко // Вісник Національного Політехнічного Університету "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – №28. – С.110–115. 7. Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 8. Стоян Ю.Г., Соколовский В.З. Решение некоторых многоэкстремальных задач методом сужающихся окрестностей. – К.: Наукова Думка, 1980. – 208с. 9. Ахо, Альфред, В., Хопкрофт, Джон, Ульман, Джеффри, Д. Структуры данных и алгоритмы: Пер. с англ.: Уч. пос. – М.: Вильямс, 2000. – 384с. 10. Бондаренко О.В. Оптимізація тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані методом ЛПт-пошуку / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного Політехнічного Університету "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.31–37. 11. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с.

Бондаренко А.В.

**СОВМЕЩЕНИЕ МЕТОДОВ ЛПт-ПОИСКА И СУЖЕНИЯ ОКРЕСТНОСТЕЙ
ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ТРЕХВАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ**

Рассмотрены причины совмещения методов ЛПт-поиска и сужения окрестностей при оптимизации трехвальных коробок передач. Приведен алгоритм и зависимости для расчетов, а также результаты проведения численного эксперимента.

Bondarenko A.V.

**COMBINATION OF METHODS OF LP_t-SEARCH AND NARROWING OF RANGES
DURING OPTIMIZATION OF THREE-SHAFT GEAR-BOXES**

Reasons of combination of methods of LP_t-search and narrowing of ranges during optimization of three-shaft gear-boxes are considered. An algorithm and equations for calculations and also results of execution of numerical experiment are presented.

УДК 623.438.3

Васильченко И. И., Глебов В. В., Девятилов Ю. И., Паниматка В. И., Роленко С.А.

МЕТОД ОЦЕНКИ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ КРЫШИ МТО ТАНКА

Постановка проблемы.

Весомое место среди средств обнаружения объектов бронетанковой техники занимают тепловизионные средства разведки и тепловые датчики головок самонаведения (ГСН) противотанкового оружия.

Возможности таких видов оружия по обнаружению и поражению современных основных боевых танков характеризуются воздействием на цель через верхнюю полусферу и оцениваются вероятностью поражения не ниже 0,8. Это выдвигает проблему защиты танка от противотанковых средств с тепловыми системами обнаружения и наведения в число актуальных направлений защиты.

Решение отмеченной проблемы характеризуется сложностью теоретической оценки достигнутого уровня эффективности защиты на стадии проектирования. Это, в свою очередь, вынуждает разработчиков применять максимум возможных решений без гарантии обеспечения минимально необходимых параметров уровня защиты. Поэтому до настоящего времени при проектировании наиболее предпочтительным является выбор варианта технического решения на основе экспериментальных данных. Следовательно, разработка методов исследования различных вариантов конструктивных решений на основе данных фактических измерений имеет важное практическое значение и способствует накоплению опыта разработчиков, что актуально для повышения уровня конструкторских разработок.

Анализ публикаций.

Вопросам необходимости обеспечения низких уровней теплового излучения посвящен ряд публикаций [1, 2 и др.], которые носят общий характер. В опубликованных работах рассматриваются исследования полей распределения температуры на наружных поверхностях танков [3, 4], но не приводятся необходимые и достаточные критерии для сравнительной оценки вариантов конструктивных решений. В публикациях также не нашли отражение уровни теплового излучения и энергетические центры теплового излучения конструкций образцов бронетанковой техники, полученные экспериментально.

Постановка задачи.

Для оценки и выбора предпочтительного варианта тепловой защиты из двух и более предложенных конструктивных решений на основе их экспериментальных характеристик необходимо определить критерии выбора (оценки).

Наиболее обоснованным будет выбор такого вида критерия сравнительной оценки, который с одной стороны связан с экспериментальными параметрами, полученными при непосредственных измерениях, а с другой стороны - с параметрами, используемыми в средствах разведки и датчиковых системах самонаводящихся противотанковых боеприпасов.

Целью статьи является разработка метода оценки конструктивных решений вариантов тепловой защиты крыши моторно-трансмиссионного отделения танка (МТО) с использованием экспериментальных данных.

Критерии сравнительной оценки конструктивных решений тепловой защиты.

Характеристиками, полученными при непосредственных измерениях служат температуры наружных поверхностей. Параметрами, характеризующими в той или иной мере тепловую защиту крыши МТО, являются площади равнотемпературных участков поверхности крыши и их распределение/положение в зависимости от режима работы двигателя. Указанные параметры зависят от конструктивной особенности крыши и напрямую не имеют связи с признаками, используемыми средствами разведки и системами наведения высокоточного оружия.

В тоже время, в вышеуказанных системах используются как правило интегральные параметры, среди которых наиболее распространенными являются уровень теплового излучения и его энергетический центр.

Для тепловых ГСН, работающих на принципе выделения цели по уровню теплового излучения, точка прицеливания как раз и будет находиться в энергетическом центре излучения. Для ГСН, работающих на принципе выделении цели по тепловому портрету, прицеливание производится в геометрический центр тепловой цели, что определяет интерес к нахождению взаимного расположения теплового и геометрического центров крыши МТО.

Определенные экспериментально значения температуры равнонагретых участков поверхности крыши МТО танка позволяют рассчитать суммарную величину теплового излучения I:

$$I = \sum_{i=1}^n I_i, \quad (1)$$

где I_i - величина излучения i-го участка поверхности крыши МТО, м^2 ; n – количество равнонагретых участков поверхности крыши.

I_i определяется по формуле

$$I_i = 1,7 S_i \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \right] \text{ Вт/ср}, \quad (2)$$

где S_i - площадь проекции i-го участка, м^2 ; T_i – температура i-го участка, К; T_B – температура окружающего воздуха, К.

Поскольку, как отмечено выше, точкой прицеливания высокоточных боеприпасов является энергетический центр излучения или геометрический центр излучателя, то необходимо вычислить местонахождение энергетического центра излучения крыши МТО.

$$X_{\text{ЭЦ}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta B_i S_i X_i}{\sum_{i=1}^n \Delta B_i S_i} \quad (3)$$

$$Y_{\text{ЭЦ}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta B_i S_i Y_i}{\sum_{i=1}^n \Delta B_i S_i} \quad (4)$$

где $X_{\text{ЭЦ}}, Y_{\text{ЭЦ}}$ - координаты энергетического центра излучения исследуемой поверхности, м; X_i, Y_i - координаты энергетического центра излучения i-го участка поверхности, м; ΔB_i – контраст энергетической яркости i-го элемента, $\text{Вт} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ср}$.

Таким образом, в качестве критериев для сравнительной оценки конструкций тепловой защиты могут быть предложены уровни теплового излучения и координаты энергетических центров излучения. Данные критерии позволяют оценить как эффективность самой конструкции тепловой защиты крыши МТО и степень заметности её для датчиков систем прицеливания (самонаведения) противотанкового оружия, так и провести сравнительный анализ различных вариантов тепловой защиты.

Сравнительный анализ вариантов тепловой защиты.

Основное конструктивное отличие сравниваемых вариантов теплозащиты крыши МТО танка заключается в том, что защита по варианту 1 состоит только из экранирующих наружную поверхность крыши теплоизоляционных панелей, а в варианте 2 применены дополнительно к экранированию устройства принудительного охлаждения наружным воздухом нагреваемых элементов конструкции крыши.

Выбор оптимального варианта тепловой защиты крыши МТО танка выполнен на основе экспериментальных данных, полученных при одновременных испытаниях двух танков с одинаковыми по конструкции МТО, но с различными вариантами тепловой защиты с помощью метода оценки на основе предложенных выше критерииев.

Для сравнительной оценки, были выбраны три режима, характеризуемые различной интенсивностью нагрева наружных поверхностей крыши МТО танка.

В первом режиме температурное поле измерено в момент остановки двигателя после режима холостого хода. Предварительно оба танка были прогреты до установившегося температурного режима посредством движения на пересеченной местности с максимально возможными скоростями в течение 40 минут.

Второе и третье состояние характеризуются тепловым полем, измеренным через один и два часа после остановки двигателя, когда оба танка находились в условиях естественного охлаждения. Температура окружающего воздуха составляла +26°C. Это позволяет, кроме того, сравнить результаты, полученные на танках с различными вариантами теплозащиты с характеристиками танка без средств тепловой защиты, полученных при такой же температуре [5].

Результаты интегрального теплового излучения поверхности крыши МТО всех трех танков приведены на рис. 1.

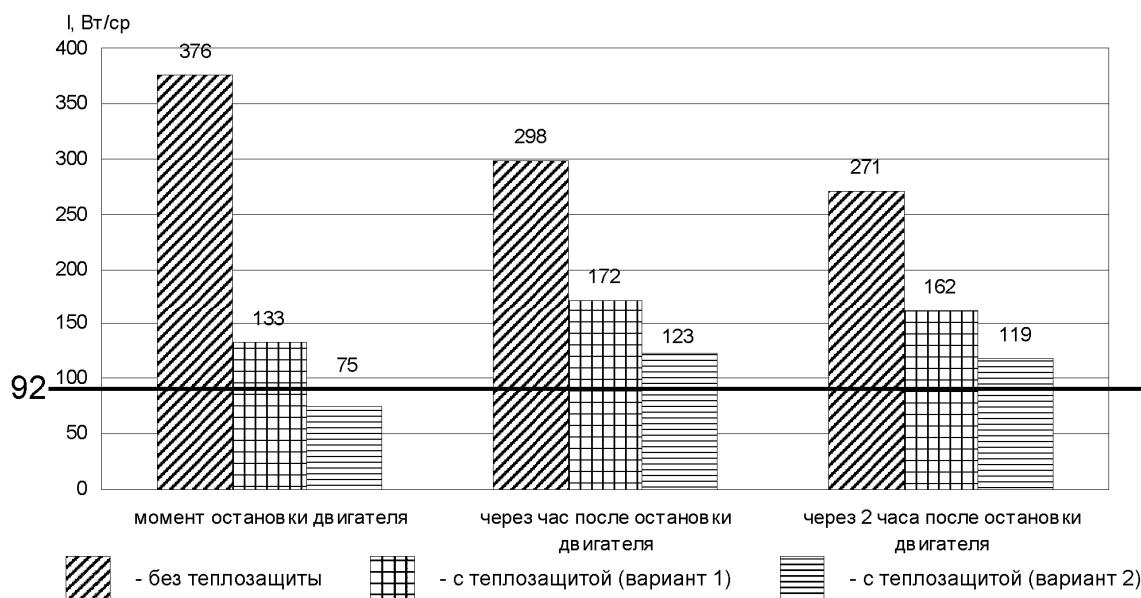


Рис. 1. Сравнительная интенсивность теплового излучения крыши МТО с различными вариантами тепловой защиты.

Уровни теплового излучения приведены для трёх вариантов крыш МТО танка в трёх режимах их теплового состояния. Видно, что наименьшим тепловым излучением характеризуется крыша МТО танка с тепловой защитой по варианту 2. Уровни ее теплового излучения для различных режимов в (1,36...1,76) раза ниже уровней излучения крыши МТО с теплозащитой по варианту 1.

Дополнительно, для учета уровней допустимых излучений при выполнении сравнительной оценки различных вариантов защиты, на рис.1 нанесена линия допустимого излучения. Данная линия характеризует допустимую для конкретных температур интенсивность излучения крыши МТО, определенную по формуле (1). Её величина получена исходя из условия, что среднее значение температуры различных участков фона и поверхности крыши МТО может отличаться от температуры воздуха на 10°C [6] и составлять 36°C. Суммарное тепловое излучение крыши МТО при такой температуре поверхности составляет ≈92 Вт/ср.

Сравнение вариантов тепловой защиты с учетом допустимого уровня теплового излучения крыши МТО при одинаковых условиях испытаний показывает, что и в этом случае лучшим является теплозащита по варианту 2. Как видно на рис. 1 «выделение» крыши МТО в режиме холостого хода двигателя и при движении со средней нагрузками (дополнительный обдув и «холодные» жалюзи над радиаторами) на флюктуирующем фоне местности практически невозможно. Следовательно, данный вариант тепловой защиты обеспечивает наиболее эффективную защиту танка от высокоточных боеприпасов с тепловыми головками самонаведения.

В режимах остыивания двигателя, которые характерны для привала или после прибытия в район выжидания (сосредоточения) тепловое излучение крыши МТО превышает допустимый уровень излучения для варианта 2 теплозащиты в (1,29...1,34) раза. При данном уровне излучения «выделение» танка на фоне не будет вызывать проблем для тепловых ГСН. Увеличение уровня теплового излучения обусловлено, в основном, нагревом большой поверхности жалозей над радиаторами и незначительным повышением температуры на некоторых элементах тепловой защиты.

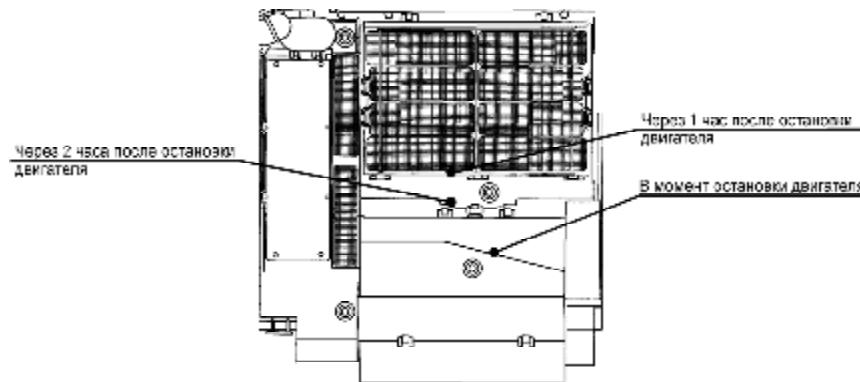
Кроме проведенного анализа вариантов теплозащиты крыши МТО танка по уровню теплового излучения вызывает определенный интерес выполнение сравнения вариантов защиты по положению центра теплового излучения.

Местоположение теплового центра различных вариантов теплозащиты крыши МТО в трех режимах теплового состояния рассчитаны по зависимостям (3 и 4) и представлены на рис. 2 и в таблице 1.

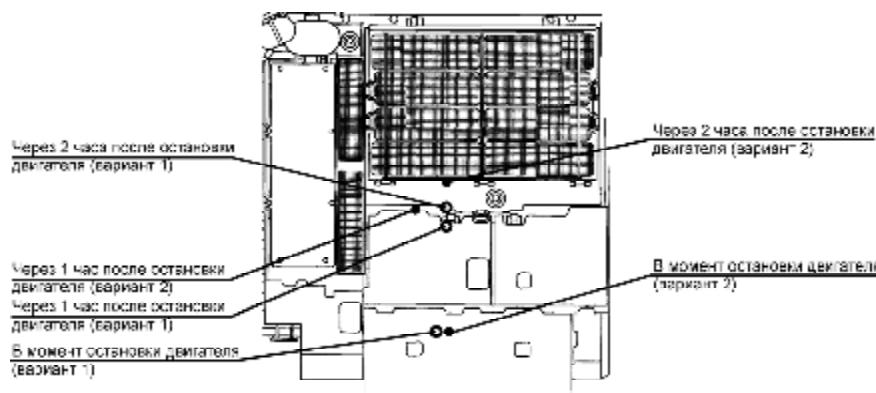
Выводы.

1. Предложен метод оценки конструктивных решений вариантов тепловой защиты крыши МТО танка с использованием экспериментальных данных и критериев для сравнительной оценки конструкций тепловой защиты.
2. В соответствии с предложенным методом проведен анализ конструкций вариантов крыш МТО танка.

Наилучшей, по эффективности, защитой является теплозащита крыши МТО с внутренней принудительной вентиляцией и наружным экранированием (вариант 2). Эта конструкция теплозащиты обеспечивает снижение уровня теплового излучения в сравнении с незащищенной крышей в (2,5..5) раз, а с крышкой по варианту 1 в (1,29...1,34) раза. Это позволяет утверждать, что тепловая ГСН высокоточного боеприпаса не сможет «выделить» поверхность крыши МТО с теплозащитой по варианту 2 на окружающем фоне в режиме движения танка или на стоянке с работающим двигателем.



Крыша МТО без теплозащиты



Крыша МТО с двумя вариантами теплозащиты

Рис.2. Положение энергетического центра теплового излучения крыши МТО танка для различных вариантов теплозащиты и тепловых режимов их наружных поверхностей.

Таблица 1.

Координаты энергетического центра теплового излучения крыши МТО с различными вариантами теплозащиты.

	Изделие без теплозащиты	Изделие с теплозащитой (вариант 1)	Изделие с теплозащитой (вариант 2)
Величина теплового излучения и координаты энергетического центра излучения в момент остановки двигателя	$I = 375,98 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,686 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 0,78 \text{ м}$	$I = 133 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,93 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 0,58 \text{ м}$	$I = 75,4 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,93 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 0,53 \text{ м}$
Величина теплового излучения и координаты энергетического центра излучения через 1 час после остановки двигателя	$I = 298,94 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,859 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,36 \text{ м}$	$I = 171,5 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,91 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,034 \text{ м}$	$I = 122,9 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 1,22 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,17 \text{ м}$
Величина теплового излучения и координаты энергетического центра излучения через 2 часа после остановки двигателя	$I = 271,74 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,87 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,27 \text{ м}$	$I = 161,8 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,95 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,08 \text{ м}$	$I = 118,6 \text{ Вт/ср}$ $X_{ЭЦ} = 0,97 \text{ м}$ $Y_{ЭЦ} = 1,3 \text{ м}$

В режиме остывания танка в течение 2-х часов наблюдается превышение допустимого уровня теплового излучения от крыши МТО более чем на 30%, что сильно демаскирует танк и не обеспечивает тепловую защиту.

3. Необходимо продолжить работы по оценке теплового поля танка в целом и оценить вклад и влияние излучения от крыши МТО на общие характеристики, а также разработать и оценить мероприятия по уменьшению уровня теплового излучения от крыши МТО в режиме естественного остывания.

Литература: 1. Иванов О., Пути повышения уровня защищенности зарубежной бронетанковой техники / Иванов О. // Зарубежное военное обозрение. – 2003. - №11. – С. 33-37. 2. Тарасенко А., Комплексная защита бронетанковой техники. Украинский подход / Тарасенко А. // Техника и вооружение вчера, сегодня, завтра. – 2007. - №2. – С. 10-16. 3. Астахова Т. А. Исследование поля температур крыши МТО танков Т-72 и Т-80 / Астахова Т. А. // Вестник бронетанковой техники. – 1990. - №2. – С. 25-29. 4. Громов В. С. Теплонапряженность моторно-трансмиссионного отделения танка Т-72 / Громов В. С. // Вестник бронетанковой техники. – 1989. - №12. – С. 31-34. 5. Глебов В. В. Тепловая сигнатура крыши силового отделения танка Т-80УД / Глебов В. В., Васильченко И. И., Роленко С. А. и др. // Механіка та машинобудування. – 2002. - №2. – С. 123-127. 6. Ogorkiewicz R. M., The quiet approach / Ogorkiewicz R. M. // Jane's International Defense Review. – 2002., September. - С. 32-35.

Васильченко І. І., Глебов. В. В., Девятілов Ю. І., Паниматка В. І., Роленко С. О.

**МЕТОД ОЦІНКИ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ТЕПЛОВОГО ЗАХИСТУ
КРИШІ МТВ ТАНКА**

Запропонован метод оцінки конструктивних рішень теплового захисту криші МТВ танка.

Наведені результати порівняльного аналізу двох варіантів теплового захисту криші моторно-трансмісійного відділення (МТВ) танка. Наведені рівні теплового випромінювання від поверхні криші МТВ та вказані положення теплового енергетичного центру криші.

I. I. Vasilichenko, V. V. Glebov, Y. I. Devyatilov, V. I. Panimatka, S. O. Rolenko.

**WAYS OF EVALUATING HEAT PROTECTION DESIGN SOLUTIONS
FOR TANK PPC TOP DECK PLATE**

The method of design decision evaluation for heat protection of tank PPC top deck plate is offered.

There are comparative analysis results of two variants of the tank PPC heat protection.

Given above are the levels of heat radiation from the surface of the PPC top deck plate to the indicated position of the heat energetic center of the top deck plate.

УДК 623.465

Глебов В.В.

ТАНКИ КАК ОБЪЕКТ ЗАЩИТЫ ОТ СРЕДСТВ РАЗВЕДКИ И СИСТЕМ НАВЕДЕНИЯ ОРУЖИЯ

Актуальность проблемы. Главным достоинством современных танков, созданных в соответствии с существующей концепцией, которая на сегодняшний день остается неизменной, является возможность достижения в ближайшем будущем оптимального сочетания огневой мощи, защищенности и подвижности, что дает дополнительный резерв для повышения боевой и военно-экономической эффективности.

Учитывая тактику применения танков, следует иметь в виду, что в любом случае повышение их защищенности является наиболее важной, сложной и трудноразрешимой проблемой. Для того чтобы танки, идущие в наступление, могли осуществлять прорыв прочной обороны противника, а также проводить операции на большую глубину в высоком темпе, необходимо, чтобы их потери на всех стадиях развертывания сил не превышали предел, за которым уже невозможны успешные боевые действия.

Борьба с танками начинается с их обнаружения на максимально возможном расстоянии и заканчивается попыткой уничтожения из всех возможных противотанковых средств, использующих системы наведения в широком диапазоне спектра – от видимого до радиолокационного. Таким образом, решение задачи защиты от средств разведки и систем наведения оружия является основополагающим для повышения защищенности танка.

Анализ последних достижений и публикаций. Проблема повышения защищенности, учитывая её актуальность [1-3], освещена достаточно широко. Во многих публикациях оценивается обеспечение комплексной защиты танков с методологических позиций, рассматриваются вопросы комплексной защиты основных боевых танков разных стран мира. Приводятся сведения о системах комплексной защиты серийных и перспективных образцов [4]. Наряду с этим, оценивается состояние и тенденции развития как традиционных, так и новых систем защиты [5], а также направления обеспечения живучести танка, основные принципы построения ее составляющих, возможные способы реализации и оценки эффективности. Рассматриваются различные подходы к решению проблем по повышению эффективности комплексной защиты [6, 7].

В тоже время, комплексная защита рассматривается в широком понимании, охватывает защиту и от обычных противотанковых средств, и от боеприпасов с самонаведением и самоприцеливанием, и от оружия массового поражения (ОМП). При этом основной упор все более переносится на решение задач снижения вероятности попадания в танк и пробития броневой защиты, в т.ч. с применением динамической, активной и др. видов защиты, уменьшения последствий при пробитии и применении ОМП.

С другой стороны, достаточно глубоко рассмотрены отдельные направления защиты танков, где наряду с броневой (противоминной [8], динамической [9] и т.д.), все большее внимание уделяется защите от средств разведки и систем наведения оружия в различных диапазонах электромагнитных волн. Рассмотрены и проанализированы основные аспекты снижения заметности, освещены вопросы создания и применения средств снижения заметности [10] в комплексе защиты в целом. Разработаны критерии,

методы и математические модели оценки оптической заметности объектов вооружения и военной техники [11]. Получила дальнейшее развитие электродинамическая теория рассеяния в интересах исследования вторичного излучения радиолокационных объектов сложной формы, предложены методы расчета и приведены характеристики рассеяния объектов [12], обоснована необходимость формирования заданного радиолокационного отражения уже на этапе проектирования объекта бронетехники [13] и др. Однако вопросы выявления демаскирующих признаков танка, влияющих на обнаружение его средствами разведки и последующее наведение средств поражения, а также направления их снижения - не нашли достаточного освещения.

Целью статьи является проведение анализа конструкций и характеристик элементов танка как объекта защиты от средств разведки и систем наведения оружия (СРСНО) для выявления демаскирующих признаков, влияющих на эффективность обнаружения и наведения оружия в различных диапазонах спектра.

Развитие защиты от средств разведки и систем наведения оружия. С момента появления танка как боевой машины основным назначением его защиты, позже - систем защиты, было обеспечение высокой живучести танка на поле боя. Это обеспечивалось в первую очередь броневой защитой.

Во время первой мировой войны основную угрозу представлял ружейно-пулеметный огонь, поэтому танки имели противопульное бронирование, равностойкое по всем направлениям обстрела. Однако уже в это время наряду с обычной бронёй на английском танке Mk В устанавливалось оборудование для постановки дымовой завесы.

Основной защитой танков, создаваемых в межвоенный период (1918÷1939 гг.), оставалась броня, защищавшая от пуль и осколков. Как исключение - на французских легких танках «Рено» AMR 33/35 и «Гочкис» H-35 появляются элементы деформирующего окрашивания, на советском танке Т-28 – приборы дымопуска [14].

Защита танков периода второй мировой войны наряду с противоснарядной броневой защитой корпуса и башни - Т-34, КВ, ИС (СССР), «Валентайн», «Черчиль» (Великобритания), «Шерман» (США), включала также деформирующее окрашивание и дымовые гранатометы - «Пантера», «Тигр» (Германия). Для маскировки широко использовались ветки деревьев и кустарников, зимний камуфляж.

Для 50-х и начала 60-х гг. характерен интенсивный рост могущества бронебойных подкалиберных и кумулятивных снарядов. Противотанковая оборона стала насыщаться противотанковым неуправляемым и управляемым оружием; появилось ядерное и химическое оружие.

Создаваемые до этого периода танки не обладали необходимыми характеристиками: средние - защищенностью и огневой мощью, тяжелые - подвижностью. Появляется новый тип танка следующего поколения –



Рис.1. Средний танк «Пантера»



Рис.2. Пусковые установки системы постановки завесы Т-72

основной боевой танк (ОБТ). Повышение уровня защищенности этих танков достигается дифференцированием броневой защиты и применением комбинированной брони, выбором рациональных углов наклона защитных преград, уменьшением забронированных пространств, установкой бортовых экранов. Все большее распространение получают элементы защиты от средств разведки и систем наведения оружия - деформирующее окрашивание, термодымовая аппаратура, системы постановки дымовой завесы. Появляются дымовые снаряды.

Перечисленный комплекс защитных мероприятий позволил обеспечить приемлемый уровень защиты танков 60-70-х гг. при сравнительно небольшом увеличении массы. Это - Т-64, Т-72, Т-80 (СССР), «Чифтен» (Великобритания), «Леопард-1» (ФРГ), М-60 и его модификации (США), AMX30 (Франция), STRV-103 (Швеция).

Дальнейшее повышение могущества и расширение номенклатуры противотанковых средств привело к созданию в 80-х годах танков следующего поколения. Особенностью защиты танков Т-64БВ, Т-80БВ/У/УД (СССР), «Челленджер» (Великобритания), «Леопард-2» (ФРГ), М1 «Абрамс» (США), AMX 32 (Франция), STRV-103C (Швеция), «Меркава» Mk1/Mk2 (Израиль) и др. является то, что наряду с баллистической защитой, деформирующее окрашивание, термодымовая аппаратура, дымовые гранатометы становятся неотъемлемой частью конструкции танков. Вводятся мероприятия по снижению температуры моторно-трансмиссионного отсека (МТО), выхлопных газов, снижению радиолокационной заметности [14-16].

В конце XX - начале XXI столетий для борьбы с танками формируется обширный арсенал разнообразных боевых средств, включающий в себя средства общего назначения (ядерное оружие, авиация, танки, ракетные войска, полевая артиллерия) и специальные противотанковые средства. Способность обнаруживать и поражать танки обеспечивается как в пределах прямой видимости, так и на дальностях до 200 км (рис.4).



Рис. 3. Т-80УД

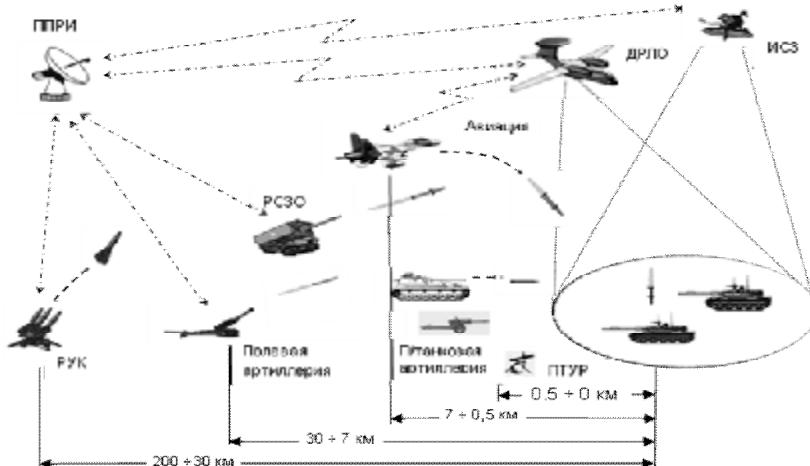


Рис. 4. Вариант схемы применения СРСНО

ППРИ – пункт приема разведывательной информации, РУК – ракетный ударный комплекс, РСЗО – реактивная система залпового огня, ПТУР – противотанковая управляемая ракета, ДРЛО – дальнее радиолокационное обнаружение, ИСЗ – искусственный спутник Земли

Особое внимание уделяется развитию и использованию высокоточного оружия (ВТО). Это наглядно видно на примере ряда военных операций [17]. Особенностью ВТО является то, что это оружие применяется только при обнаружении, опознавании цели и определении ее координат [18].

Если ранее, в качестве защиты от обнаружения средствами разведки и системами наведения оружия (СРСНО) танкостроители ограничивались применением камуфляжной окраски (защитно-зеленой, оливково-песочной или белой - зимой), термодымовой аппаратуры и пусковых установок для дымовых гранат, то в последние 10÷15 лет при создании танков наряду с новыми схемами бронирования, использованием встроенной динамической защиты, работами над комплексами активной защиты и т.п. особое внимание уделяется защите от СРСНО.

На танках Т-90 (Россия), БМ «Оплот» (Украина), «Челленджер-2» (Великобритания), «Леопард-2А5/А6 (Германия), М1А2 «Абрамс» (США), «Леклерк» (Франция), «Меркава» MkIV (Израиль) и др. применены деформирующее окрашивание, мероприятия по снижению температуры элементов конструкции моторно-трансмиссионного отделения и выпуска выхлопных газов, снижению радиолокационной сигнатуры, использованы системы обнаружения различных видов облучения, постановки широкоспектральных завес и т.д. [14-16].

Анализ конструкций и характеристик элементов танка, влияющих на эффективность обнаружения и наведения оружия в различных диапазонах спектра. Поражению танков в настоящее время предшествует разведка и наведение оружия. При этом выделяют следующие этапы, которые следуют друг за другом:

- поиск и обнаружение цели;
- распознавание (идентификация типа) цели;
- определение координат цели и ее сопровождение (слежение).

Обнаружение цели производится по ее демаскирующим признакам (сигналам) основой которых являются электромагнитное поле наблюдаемого объекта, отличающееся от полей, создаваемых окружающей средой (фоном).

С этой точки зрения важно уяснить факторы, которые являются определяющими для обнаружения танка как физического объекта средствами разведки и системами наведения оружия в различных диапазонах электромагнитного излучения для последующего построения адекватной защиты.

Оптический (видимый) диапазон (0,4÷0,76 мкм). В оптическом диапазоне обнаружение объектов определяется:

- яркостным контрастом K с окружающим фоном, при этом дополнительной информацией является цветовой контраст между объектом и фоном;

$$K = \frac{I_o - I_\phi}{I_\phi + I_o t_a}, \quad (1)$$

где I_o , I_ϕ , I_δ - яркости объекта фона и дымки, t_a - коэффициент пропускания атмосферы.

- компактностью, зависящей от габаритов объекта;
- сложностью/изрезанностью наружных поверхностей.

На яркость поверхности объекта влияют следующие факторы:

- освещенность в зависимости от времени суток и погодных условий;

- отражающие свойства поверхности, характеризуемые используемым материалом (стекло, металл, резина) и состоянием наружного слоя (шероховатость - глянцевая, матовая; загрязненность);
- расстояние до объекта, с увеличением которого ухудшается видимость за счет возникновения световоздушной дымки;
- цвет поверхности.

Днем освещенность наружных поверхностей определяется ориентацией по отношению к солнечным лучам. Объект демаскируется собственными тенями, даже при малом контрасте с фоном.

При наблюдении объекта через приборы ночного видения формируются специфические условия создания контраста с фоном [19]. В случае использования приборов активного типа вертикально ориентированные поверхности объектов освещаются значительно ярче, чем горизонтальные участки поверхности земли, освещаемые наклонным лучом прожектора. Поэтому на темном фоне они будут выглядеть более светлыми. При использовании в ночное время приборов пассивного типа, где источниками подсветки являются Луна, звезды и небосвод в целом, с преобладанием вертикальной составляющей освещенности над горизонтальной более чем в 1,6 раза, объект будет выглядеть темным на светлом фоне. Таким образом, в зависимости от внешних условий оптический контраст ночью также может изменяться в очень широких пределах.

Наиболее характерными демаскирующими элементами конструкции танка, наблюдаемыми в оптическом диапазоне являются:

- практически горизонтальная прямая линия пушки (в природе нет протяженных горизонтальных предметов);
 - характерный излом башни;
 - лобовые и кормовые углы башни и корпуса;
 - прямые протяженные линии корпуса;
 - гусеничная ходовая часть;
 - грязный выхлоп двигателя.

Основным средством защиты в этом диапазоне является маскировка - окрашивание под цвет фона театра боевых действий и искажение внешнего вида танка с помощью различных масок (естественных подручных средств - веток деревьев и кустарников, травы и др., искусственных конструкций - плоских или объемных), размещаемых на наружных поверхностях.

Получение высокого маскирующего эффекта обеспечивается максимально возможным совпадением при окрашивании спектральных характеристик отражения компонентов покрытия и соответствующих элементов господствующего фона, а также изменением геометрии характерных элементов при использовании масок.

Инфракрасный диапазон – лазеры (0,5÷1,6, 10,6 мкм). Вероятность опознавания бронеобъектов с помощью лазерных средств в основном определяется наличием на танке башни [20] и зависит от его габаритных размеров.

Чем меньше силуэт – тем ниже вероятность обнаружения и эффективного наведения оружия.

Инфракрасный диапазон (0,76÷15 мкм – ближняя, средняя и дальняя области). Основной характеристикой, влияющей на дальность обнаружения объектов в этом диапазоне, является контраст с фоном, называемый тепловым [21]. Величина теплового контраста ΔB зависит в свою очередь от теплового излучения объекта и фона (3).

$$\Delta B = B_o - (B_\phi - B_\phi^*), \quad (2)$$

где B_o – лучистый поток от объекта, B_ϕ – лучистый поток фона, B_ϕ^* - лучистый поток от участка фона, экранируемого объектом.

Тепловое излучение объекта определяется температурой его наружных поверхностей, величина которых зависит как от нагрева за счет солнечного излучения, так и от собственных источников тепла.

При неработающих источниках собственного тепла танк обнаруживается из-за теплового контраста наружных поверхностей и фона в связи с их неодинаковой интенсивностью нагрева за счет солнечного излучения днем и остывания после захода солнца. Контраст зависит как от составных частей танка и их состояния (размеры башни и корпуса, толщины броневых деталей, покрытие наружных поверхностей, их загрязненность), так и от внешних факторов - погодных условий.

При эксплуатации основными демаскирующими элементами танка, наблюдаемыми в инфракрасном диапазоне, являются:

- моторно-трансмиссионное отделение (крыша МТО, двигатель, коробка перемены передач с бортовыми редукторами, радиаторы системы охлаждения);
- факел выхлопных газов;
- вспомогательный энергоагрегат;
- элементы ходовой части;
- стволы пушки и зенитного пулемета, нагревающиеся в процессе стрельбы.

Направления снижения теплового контраста – экранирование и теплоизоляция нагреваемых конструкций, дефлекторование (вентиляция) элементов силовой установки, смешение отработанных газов с холодным воздухом и т.п.

Радиолокационный диапазон (0,2÷4 см).

Активные системы. Радиолокационное обнаружение объекта активными системами основано на отражении им зондирующего сигнала радиолокационной станции (РЛС). При падении электромагнитной энергии на объект на его поверхности возникают или электрические токи, если в его составе проводники, или электрические заряды, если в его составе есть диэлектрики. Вследствие этого объект становится источником излучения электромагнитных волн – так называемого вторичного. Таким образом, объект зондирования, образуя поле вторичного излучения, изменяет характеристики зондирующего сигнала, что является источником информации о нем.

Для количественной оценки радиолокационной характеристики объекта используется условная величина - эффективная поверхность рассеяния (ЭПР), пропорциональная мощности отраженного сигнала и имеющая размерность площади (4).

$$S = \lim_{R \rightarrow \infty} 4\pi R^2 \frac{\left| \mathbf{r}_{np} \cdot \mathbf{E}^{pac} \right|^2}{\left| \mathbf{r}_0 \cdot \mathbf{E}^o \right|^2}, \quad (3)$$

где R – расстояние от объекта до приемной антенны РЛС, \mathbf{r}_{np} - единичный вектор, указывающий направление поляризации приемной антенны, \mathbf{E}^{pac} - поле, рассеянное объектом в направлении на приемную антенну, \mathbf{r}_0 - вектор поляризации, \mathbf{E}^o - падающее поле (излучение РЛС) [12].

Танк является сложным радиолокационным объектом, т. к. его наружная поверхность состоит из многочисленных плоскостей, по разному ориентированных в направлении РЛС. Каждая из плоскостей является элементарным отражателем и общее поле вторичного излучения объекта формируется за счет интерференции радиоволн, рассеиваемых этими отражателями.

Таким образом, ЭПР танка зависит от следующих факторов:

- положения объекта относительно РЛС;
- габаритных размеров объекта;
- формы, размеров и взаимного расположения элементарных отражателей, составляющих наружную поверхность;
- материала и чистоты обработки наружной поверхности
- длины волны зондирующего сигнала.

Пассивные системы. В пассивных системах обнаружения и наведения, используют естественное излучение объекта, также как и в инфракрасном диапазоне. В радиолокационном диапазоне такое излучение принято называть радиотепловым. Источниками излучаемой энергии в этом случае являются небосвод, Луна и звезды [23]. Хотя уровень радиотеплового излучения зависит и от собственного излучения объекта, вызванного нагревом наружных поверхностей, основной вклад в радиотепловое поле вносит наведенная составляющая.

Основной характеристикой, влияющей на дальность обнаружения объектов в этом диапазоне, также является контраст с фоном, называемый радиотепловым. Радиотепловые характеристики объекта и фона выражаются через температуру в ^0K . При этом контраст пропорционален разности ΔT_A яркостных температур объекта T_S и фона T_B

$$\Delta T_A = T_S - T_B \quad (4)$$

Разность яркостных температур (радиотепловой контраст) определяется:

- действительной разностью температур;
- излучательными и отражательными способностями наружных поверхностей танка. Излучательные способности зависят от шероховатости поверхности и свойств материала на глубину, сопоставимую с длиной волны, на которой ведется наблюдение. Отражательная способность металлических поверхностей танка гораздо сильнее фона, при этом структура поверхностей при радиотепловой локации не имеет значения.
- атмосферного поглощения.

Основными направлениями защиты в радиолокационном диапазоне являются - оптимизация архитектуры наружных поверхностей танка, нанесение радиопоглощающих покрытий и материалов, использование радиопоглощающих накидок и сетей.

Перспективным направлением уменьшения демаскирующих факторов танка в широком диапазоне длин волн является применение широкополосных маскировочных сетей, которые не только изменяют внешний облик защищаемого объекта, но и снижают его отражательные характеристики и уменьшают контраст с фоном.

Рассмотренные выше способы защиты от средств разведки и наведения оружия являются пассивными. Но существует еще одно направление – средства активного противодействия. Применение их с одной стороны позволяет обнаружить танк, но с другой значительно снижает эффективность систем наведения оружия. Это постановка электромагнитных помех, «ссыпающих» работу систем наведения или инициирующих подрыв противотанковых боеприпасов на безопасном удалении и завес со специальными характеристиками, позволяющими «скрыть» танк от систем наведения оружия. Такие средства могут применяться для всех диапазонов спектра. Однако эффективность их применения и необходимая энергетическая мощность напрямую зависят от уровня демаскирующих признаков защищаемого объекта.

Выводы. 1. Конструкция танка, как объекта защиты, постоянно совершенствуется адекватно появляющимся противотанковым средствам поражения, при этом элементы защиты от средств разведки и систем наведения оружия занимают все большее место в общем комплексе защиты.

2. Танк, являясь сложной технической системой и обладая характерным внешним обликом, имеет широкую номенклатуру демаскирующих признаков во всех диапазонах спектра.

3. Существуют как пассивные, так и активные способы защиты от средств разведки и систем наведения оружия.

4. Учитывая многообразие средств разведки и систем наведения оружия, существенные различия используемых физических принципов обнаружения в зависимости от диапазона длин волн, жесткие массогабаритные ограничения, построение максимально эффективной защиты от СРСНО необходимо вести в следующих направлениях:

- определение наиболее опасных СРСНО в зависимости от их технических характеристик и тактики применения;

- совершенствование защитных свойств танка в каждом диапазоне применения СРСНО с обеспечением рационального сочетания различных пассивных средств защиты;

- развитие систем постановки помех и противодействия с учетом уровня заметности объекта, достигнутого пассивными средствами, обеспечение воздействия на СРСНО на различных дальностях - построение эшелонированной защиты;

- внедрение в комплекс защиты танка интегрированных систем управления и обеспечение взаимодействия с другими системами как танка (управления огнем, движением), так и подразделения (управления боем).

Литература: 1. Ezio Bonsignore. Gulp experience raises tank survivability issues // Military technology. - 1992. - №2. - Р. 64-70. 2. Суворов С.Бронетанковая техника в современных войнах // Техника и вооружение. – 2006. - №7. - С. 34-40, - №8. - С. 18-24. 3. Chassillan Marc. Premiers enseignements techniques sur les operations en Irak // RAIDS. – 2003. – aug. – Р. 48-53. 4. Защита танков / В.А. Григорян, Е.Г. Юдин, И.И. Терехин и др.; Под ред. В.А. Григоряна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 327 с. 5. Теория и конструкция танка. – Т. 10. Кн. 2 Комплексная защита. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с. Таємно. Інв. 8854. 6. Тарасенко А. Комплексная защита бронетанковой техники. Украинский подход // Техника и вооружение. – 2007. - №2. - С. 10-16, - №3. - С. 34-38. 7. Растворин М. Пути повышения параметров защиты танков и эффективности противотанковых средств // Техника и вооружение. – 2002. - №9. - С. 18-21. 8. La protection contre les mines // RAIDS.- 2004. - №13. – Р. 36-41. 9. Лапицкий С.В., Чепков И.Б., Васьковский М.И. и др. Синтез, оценка и выбор рациональных вариантов технических решений при разработке защитных устройств динамического типа для боевых бронированных машин // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2006. - №3. – С. 15-21. 10. Филин С.А., Малохина Л.А. Средства снижения заметности (по патентным материалам). – М.: ИНИЦ Роспатента, 2003. – 215 с. 11. Критерии, методы и математические модели оценки оптической заметности объектов вооружения и военной техники. – М.: Воениздат, 1990. – 761 с. Таємно. Інв. 9049. 12. Рассеяние электромагнитных волн воздушными и наземными радиолокационными объектами: монография / О.И. Сухаревский, В.А. Василец, С.В. Кукобко и др. // Под ред. О.И. Сухаревского. – Х.: ХУПС, 2009. – 468 с. 13. Васильченко И.И., Колчигин Н.Н. Формирование радиолокационного отражения

наземной военной техники при модернизации // Механіка та машинобудування. – 1997. – №2. – С.156-161. Таємно. Інв. 9194. 14. Полная энциклопедия танков мира. 1915-2000 гг. /Сост. Г. Л. Холяевский. – Мн.: ООО «Харвест», 1998. – 576 с. 15. Современные танки. Под редакцией Сафонова Б.С. и Мураховского В.И. – М.: Арсенал-Пресс, 1995. – 320 с. 16. Танки и самоходные установки. – М.: ООО «Издательство АСТ»; СПб.: Terra Fantastica, 2000. – 336 с. 17. Заяц В. Применение авиации США на активной фазе операции в Ираке // Зарубежное военное обозрение. – 2005. - №10. – С. 44-53. 18. Александров В., Рахманов А. ВТО: роль и место в вооруженных конфликтах. Основные тенденции развития // Военный парад. – 2003. - №1. – С. 16-18. 19. Орлов В.А., Петров В.И. Приборы наблюдения ночью и при ограниченной видимости. М.: Воениздат, 1989. 20. Орлов В.А. Лазеры в военной технике. М.: Воениздат, 1976. 21. Сафонов Ю.П., Эльман Р.И. Инфракрасные распознающие устройства. – М.: Воениздат, 1976. – 207 с. 22. Майзельс Е.Н., Торгованов В.А. Измерение характеристик рассеяния радиолокационных целей / Под ред. М.А. Колосова, М.: Изд-во «Советское радио», 1972. – 232 с. 23. Николаев А.Г., Перцов С.В. Радиотеплолокация. - М.: Воениздат, 1970. - 132 с.

Глєбов В.В.

**ТАНКИ ЯК ОБ'ЄКТ ЗАХИСТУ
ВІД ЗАСОБІВ РОЗВІДКИ ТА СИСТЕМ НАВЕДЕННЯ ЗБРОЇ**

У статті проведений аналіз уdosконалення конструкції захисту танків від засобів поразки, зокрема від засобів розвідки та систем наведення зброї. Сформульовані характерні демаскуючі риси танка як фізичного об'єкта в різних діапазонах електромагнітного випромінювання. Запропоновані напрямки уdosконалення захисту танків від засобів розвідки та систем наведення зброї.

Glebov V.V.

**TANKS AS OBJECT OF PROTECTION AGAINST RECONNAISSANCE
DEVICES AND WEAPONS GUIDANCE SYSTEMS**

The article contains an analysis of perfection of the design of protection of tanks against destructions means – in particular, protection against reconnaissance devices and weapons guidance systems. It also defines the specific signatures of the tank as a physical object in various ranges of electromagnetic irradiation. The author offers the ways of perfection of protection of tanks against reconnaissance devices and weapons guidance systems.

УДК 623.4

Глебов В.В., Федоренко Е.В., Мормило Я.М., Рассказов И.И., Сядристый М.А.

**АСПЕКТЫ РАЗВИТИЯ
ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ РАЗВЕДЫВАТЕЛЬНЫХ МАШИН
С КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4×4**

Постановка проблемы. Наиболее характерной чертой современной вооруженной борьбы считается интегрированный процесс ведения разведки, передачи данных, управления войсками и оружием в масштабе времени, близком к реальному, в том числе при наличии огневого воздействия противника. Опыт современных операций свидетельствует о возросшем интересе ведущих стран мира к ведению всех видов

разведки, т.к. управление силами и средствами при проведении войсковой операции любого уровня, в конечном итоге, сводится к трем главным положениям - «разведать», «принять решение», «уничтожить» [1].

По мнению военных специалистов в современных войнах (специальных операциях) в связи с целенаправленным созданием и применением новых высокоеффективных средств разведки, позволяющих обнаруживать и распознавать любые цели на достаточно большом удалении от главных сил в любых условиях обстановки, разведка стала глобальной. При этом применяются различные методы и средства её проведения. Таким образом, исследование направлений развития средств, обеспечивающих проведение разведывательных операций, является актуальной задачей. Одним из таких направлений является создание легкобронированных разведывательных машин.

Анализ последних достижений и публикаций. Проблема создания средств, обеспечивающих проведение разведывательных операций в тылу противника или на удалении от главных сил, учитывая её актуальность, освещена достаточно широко. Публикации посвящены развитию в основном двух направлений - созданию и применению беспилотных летательных аппаратов (БПЛА) и комплексов, а также дальнейшему совершенствованию наземных средств.

Достаточно широко рассмотрены вопросы, связанные с преимуществами применения БПЛА [2, 3]. Приводятся сведения о технических характеристиках конкретных образцов и направлениях их боевого применения [1, 4, 5]. Наряду с этим, оценивается эффективность применения комплексов разведки с использованием БПЛА с учётом опыта боевых операций, проводимых в Югославии (1999 г.) и Ираке (2003 г.) и т.д. [6-8]. При этом сделан вывод, что разведывательной информации о наземных объектах противника, добываемой с применением БПЛА, было недостаточно по ряду причин. Основные из них:

- необходимость специально подготовленной взлетно-посадочной полосы или стартовых устройств;
- недостаточное качество разведданных из-за плохих метеорологических условий и наличия зон невидимости из-за рельефа местности (особенно горного);
- потеря связи из-за поломок, атмосферных явлений или постановки помех противником по каналу радиоуправления, а также перехват радиосигналов БПЛА противником;
- недостаточность полетного запаса из-за малого ресурса аккумуляторных батарей или заправки топлива.

Кроме всего прочего, оснащенные современным разведывательным оборудованием БПЛА имеют высокую стоимость, которая может достигать сотен тысяч долларов и более.

С другой стороны, применение наземных мобильных средств, которыми являются специальные разведывательные машины, при ведении разведки, кроме всего прочего, позволяет обеспечить:

- захват средств необходимой тактической информации противника (карты, средства дешифрования и т.п.) либо самого личного состава противника для проведения допросов [9];
- возможность нейтрализации командного состава противника, пунктов связи, объектов стратегического значения и т. п. (если в деятельность разведывательной группы интегрированы диверсионные либо освободительные операции) [10].

В публикациях рассматриваются технические характеристики различных бронированных разведывательных машин [11, 12]; состояние и перспективы развития

разведывательных машин зарубежных стран [13]; конструктивные особенности [14]; тактика применения [15]. Разведывательные машины, по взглядам зарубежных военных экспертов, не потеряют свою актуальность в ближайшие 20-30 лет.

В тоже время информация носит более справочный характер, вопросы сравнительного анализа различных конструкций и необходимого набора специального оборудования, а также постановки задач, которые должны решаться с помощью бронированных разведывательных машин – не нашли достаточного освещения.

Целью статьи является анализ развития и состояния технического уровня современных легкобронированных разведывательных машин (ЛБРМ) с колесной формулой 4×4 в ведущих странах мира для последующего формирования технического облика, которому должна соответствовать вновь разрабатываемая / перспективная ЛБРМ.

Анализ развития и состояния технического уровня ЛБРМ. Наиболее многочисленные и хорошо оснащенные разведывательные части и подразделения имеются в сухопутных войсках таких стран, как США, Германии, Великобритании и Франции, которые к тому же время от времени участвуют в боевых действиях. Эти же страны являются ведущими по созданию новых и модернизации существующих легкобронированных разведывательных машин, предназначенных для оснащения разведывательных подразделений, а также сил специального назначения.

В большинстве случаев ЛБРМ создаются на базе образцов, уже зарекомендовавших себя и состоящих на вооружении. Основными особенностями таких машин являются:

- высокая оперативная и тактическая подвижность (авиатранспортабельность, плавучесть, мобильность, увеличенная по сравнению с базовыми образцами, автономность действий);
- повышенная живучесть, в т.ч. сниженные демаскирующие признаки.
- применение специального оборудования.

Развитие и технический уровень современных легкобронированных разведывательных машин (ЛБРМ) с колесной формулой 4×4 рассмотрим на примере наиболее характерных их представителей.

США. На базе автомобиля **HMMWV M1114 «HAMMER»** (рис. 1) создан разведывательный вариант машины, оснащенный разведывательной системой ночного видения на большие дистанции NODLR (Night Observation Devise Long Range) [16]. Она включает в себя инфракрасную систему переднего обзора FLIR, телевизионную (ТВ) камеру с высокой разрешающей способностью, лазерный дальномер-целеуказатель и приемник спутниковой навигации системы GPS. ТВ-камера и лазерный дальномер могут демонтироваться с ЛБРМ и устанавливаться на треноге вне машины. Данный комплект разведывательной системы позволяет обнаруживать и определять местоположение целей на расстоянии 20 км с точностью до 120 м.

Комплект дополнительного бронирования защищает четыре человека экипажа от огня 7,62-мм бронебойных пуль и осколков артиллерийских снарядов.



Рис. 1. Разведывательный вариант HMMWV M1114

В качестве вооружения используется 7,62- или 12,7-мм пулемет.

ЛБРМ **RST-V** (Reconnaissance Surveillance and Targeting Vehicle) (рис. 2) находится на вооружении морской пехоты и способна выполнять разведывательные и специальные задачи (наведение самолетов, крылатых ракет, лазерная подсветка целей и т. п.) [12, 16].

Машина оснащена РЛС, тепловизором, лазерным дальномером-целеуказателем и системой предупреждения об атаке ракетами. Головка датчиков перечисленных разведывательных средств располагается на выдвижной мачте. Бортовое оборудование позволяет идентифицировать неподвижные объекты размером $2,3 \times 2,3$ м на удалении до 5 км днем и до 3 км ночью, определять дальности до целей на расстоянии до 10 км с точностью 10 м. Средства связи обеспечивают обмен речевой, цифровой и графической информацией с вышестоящими звеньями, а также с самолетами и кораблями. Автономность действий БРМ не менее 10 суток.

RST-V может перебрасываться по воздуху транспортными самолетами и вертолетами в глубину обороны противника. Особенностью ЛБРМ RST-V является то, что на ней впервые установлены комбинированная силовая установка (дизель-генератор) и колесные электромоторы. При выключенном основном двигателе машина может бесшумно преодолевать расстояние до 15 км с помощью бортовых колесных электромоторов, используя энергию аккумуляторных батарей, что повышает скрытность действий.

Германия - Нидерланды. ЛБРМ «**Fennek**» предназначена для разведки в глубоком тылу противника (рис. 3).

Экипаж – три человека [17]. В комплект разведывательного оборудования входит ТВ- и тепловизионная камеры, лазерный дальномер, которые расположены на выдвижной телескопической мачте с высотой подъема до 3 м. Эти камеры позволяют обнаруживать днем технику и личный состав на дальностях до 4 и 10 км, а также осуществлять их идентификацию на дальностях до 1 и 5 км соответственно. Поступающая информация отображается на мониторе командира.

Комплекс разведывательного оборудования может быть установлен на треноге вне машины, и питаться до 4 часов от переносных аккумуляторных батарей. Машина снабжена инерциальной и спутниковой системами навигации ING/GPS с электронными картами местности, системой радиосвязи в УКВ и КВ диапазонах. Обеспечивается цифровая связь и отображение графической информации в масштабе времени, близком к реальному.

Автономность машины позволяет вести разведку в отрыве от своих сил до 5 суток.

Вооружение машины состоит из 40-мм гранатомета, вместо которого, при



Рис. 2. ЛБРМ RST-V



Рис. 3. ЛБРМ «Fennek»

необходимости, может устанавливаться 12,7-мм пулемет.

Франция. ЛБРМ «**Panhard**» **VBL** (Vehicle Blinde Leger) M-11 (рис. 4) состоит на вооружении как национальной армии, так и армий других стран [18]. Машина широко использовалась французским контингентом ООН в Югославии. Экипаж – два человека.

ЛБРМ VBL может быть оснащена обзорной РЛС наземной разведки RASIT или небольшой башенкой с тепловизионной камерой. Однако технические характеристики VBL достаточно низки в сравнении с аналогами.

Бронированным разведывательным машинам данного класса в настоящее время требуется иметь значительно более универсальное разведывательное оборудование.

В качестве вооружения может устанавливаться 7,62-или 12,7-мм пулемет.



Рис. 4. ЛБРМ «Panhard» VBL

Турция. Национальной фирмой Otokar в конце 90-х годов была создана и поступила на вооружение разведывательных подразделений ЛБРМ «**Cobra**» **MARS-V** (рис. 5).

Машина оснащена РЛС радаром наземного наблюдения Aselsan ARS-2000, работающим в диапазоне 8-12 ГГц, а также оптикоэлектронной системой Aselsan Falconeye с тепловизором, цветной телекамерой, лазерным дальномером-целеуказателем, цифровым компасом и встроенным GPS-приемником спутниковой навигационной системы с электронными картами. РЛС радар наземной разведки и тепловизор могут быть подняты на телескопической мачте для увеличения дальности обзора [19, 20]. Между мачтой и антенной РЛС имеется выдвижная микроволновая антенна передачи акустической и видеоинформации. Система оснащена бортовым компьютером, имеющим запись видеозображения с приборов наблюдения и разведки.

По мнению специалистов Aselsan, система MARS-V в состоянии обнаружить колонну машин на расстоянии до 38 км и личный состав на расстоянии до 15 км и передать такие сведения об объектах разведки, как дальность и скорость передвижения, а также передавать координаты для корректировки артиллерийского огня.

В качестве вооружения может устанавливаться 12,7-мм пулемет.



Рис. 5. ЛБРМ «Cobra» MARS-V

Швейцария. Разведывательная машина на базе **EAGLE III** или IV фирмы MOWAG (рис. 6) также имеет оптико-электронный комплекс на выдвигающейся мачте, который включает в себя тепловизор с дальностью обнаружения цели до 7 км, ТВ-камеру с дальностью обнаружения цели до 10 км, а также лазерный дальномер-целеуказатель, измеряющий расстояния до 10 км [21]. ЛБРМ имеет GPS-приемник

спутниковой навигационной системы с электронными картами и аппаратуру обнаружения радиоактивного заражения, химического и бактериологического оружия.

Машина оснащена системой централизованной подкачки шин и шинами с внутренней ребордой (run-flat), при помощи которых ЛБРМ способна преодолеть на пробитых шинах расстояние до 40 км при скорости движения до 40 км/ч.

Вооружение – 7,62-мм пулемет во вращающейся башенке.

Основные тактико-технические характеристики ЛБРМ с колесной формулой 4×4 приведены в табл. 1.



Рис. 6. Разведывательный вариант EAGLE III

Таблица 1

Основные тактико-технические характеристики ЛБРМ с колесной формулой 4×4

Марка машины, страна-разработчик	HUMMER M1114, США	FENNEK, Германия	PANHARD VBL M-11, Франция	«Cobra» MARS-V, Турция	EAGLE-III, Швейцария	RST-V, США
Боевая масса, т.	5,49	10,4	3,7	6,0	5,8	3,8
Экипаж/десант, чел.	4/–	3/–	3/–	3/–	3/1	3/3
Основные размеры по корпусу, м:	высота по крыше башни	н. д.	2,29	2,14	2,22	2,6
	ширина	2,28	2,55	2,02	2,15	2,28
	длина	5,0	5,58	3,87	5,23	4,9
Клиренс, м	0,4	0,4	0,37	0,35	0,4	0,46
Радиус поворота, м	н. д.	6,5	6,0	7,67	7,5	6,0
Преодолеваемые препятствия, м:	ширина рва	н. д.	1,0	0,5	н. д.	н. д.
	высота стенки	0,4	0,5	0,4	0,4	0,38
Вооружение (калибр), мм:	пулемет	7,62	7,62 или 50,0 или гранатомет 40,0	7,62 или 12,7	12,7	7,62
Броневая защита, мм	н. д.	5-12	5-11	5-10	н. д.	6-12
Мощность двигателя, л. с.	190	237	105	190	190	180
Емкость топливных баков, л	95	230	90	н. д.	95	н. д.
Запас хода по шоссе, км	443	1000	600	550	400	482
Максимальная скорость, км/ч:	на плаву	брод 0,76 м	брод 1,0 м	5,8	8,2	–
	по шоссе	115	112	120	110	120
Марка двигателя	EPA Compliant	Deutz BF 2013C	Peugeot XD 3T	н. д.	General Motors 6,5L	н. д.

Кроме вышеуказанного, с целью повышения эффективности ведения разведки за рубежом большое внимание уделяется сбору информации с помощью оптико-электронных средств (ОЭС), при этом используются каналы различного спектрального диапазона с последующим применением операторами алгоритмов и методов цифровой обработки изображения, созданием систем вспомогательного распознавания объектов на поле боя [22].

В состав ЛБРМ могут входить радиолокационные средства обнаружения противника (РЛС) наземной разведки с дальностью обнаружения цели до 40 км, работающие независимо от оптико-электронных средств наблюдения.

К сожалению, в Вооружённых Силах Украины машины такого типа отсутствуют.

Имеющиеся на вооружении БРДМ-2 и БРМ-1К, были разработаны во времена Советского Союза и на сегодняшний день физически и морально устарели. Назрела необходимость создания отечественной легкобронированной разведывательной машины.

Основываясь на опыте развития разведывательных машин и выполненном анализе технического уровня передовых зарубежных аналогов, рассмотренных выше, можно сформировать технический облик вновь создаваемой ЛБРМ, который должен содержать следующие требования к данному классу машин:

- сварной несущий корпус;
- модульную баллистическую защиту, в том числе противоминную с возможностью ее модификации;
- низкий силуэт корпуса, разработанный с учетом отражения радиолокационного излучения и с применением противорадиолокационных покрытий а также с использованием широкодиапазонных средств маскировки;
- минимально возможную массу с использования поликерамических и волоконных материалов;
- наличие гидропневматической подвески, обеспечивающей изменение клиренса и управлением с места водителя каждым элементом блока подвески индивидуально или по группам с целью повышения проходимости (увеличение клиренса, движение по косогору с одновременной работой аппаратуры на выдвижной штанге) или уменьшение клиренса для увеличения скрытности (габарита по высоте);
- наличие многотопливной гибридной силовой установки с обеспечением возможности движения на аккумуляторных батареях для снижения акустической заметности в режиме "тихого хода" (режим полного соблюдения тишины) с запасом хода в этом режиме не менее 20 км;
- высокую проходимость, за счет полноприводной трансмиссии с пониженной передачей и возможностью блокировки межосевых и межколесных дифференциалов;
- максимальная скорость движения по дорогам с твердым покрытием не менее 115 км/ч;
- режим автоматической минимальной скорости движения, как с использованием основного двигателя, так и на аккумуляторах не более 3км/ч;
- автономность применения ЛБРМ не менее 5 суток;
- запас хода не менее 1000 км;
- наличие не менее 4 человек экипажа;
- транспортабельность всеми видами транспорта, без ограничений;
- авиатранспортабельность вертолетным транспортом с обеспечением транспортирования фюзеляжным способом и на внешней подвеске;
- обеспечение возможности десантирования как вытяжным, так и парашютным способами;
- способность самостоятельно преодолевать водные преграды вплавь без подготовки;
- наличие средств самовытаскивания при застреваниях (встроенной лебедки, дополнительной катушки с тросом (до50м), блока полиспастов, реечного домкрата, набора шанцевого инструмента и комплекта анкерных штырей);
- наличие системы автоматического или с места водителя, поддержания давления в шинах при незначительных повреждениях и системы обеспечение движения при значительных повреждениях шин (система ran-flat);

- расширенный комплекс обеспечения живучести и жизнеобеспечения для экипажа (система ППО, ФВУ, ДРГТ, система кондиционирования и вентиляции и средства первой медицинской помощи);
- наличие системы постановки аэрозольной завесы, работающей совместно с датчиками лазерного облучения в автоматическом и ручном режимах;
- возможность использования комплексов с различным вооружением (5,45; 7,62; 12,7; АГ; ПТРК и др.) с обеспечением ведения ближнего боя при неожиданном огневом соприкосновении и выполнение задач по боевому охранению и сопровождению колонн;
- наличие универсальных средств фиксации (установки) различных электронных систем, в зависимости от решаемой задачи, в том числе выдвижных, на мачте;
- возможность транспортировки одного лежачего раненого или пленного.

Учитывая необходимость выполнения вышеуказанных задач, а также требований по оперативной и тактической подвижности, живучести и малозаметности перспективная ЛБРМ должна создаваться на специализированном шасси, поскольку ни одно из транспортных средств, имеющихся на сегодня в Вооружённых Силах Украины или в серийном производстве, не может в полной мере служить базой для разработки ЛБРМ. Базой для такого шасси может служить бронетранспортёр «Дозор-Б» который разработало и испытывало КП ХКБМ имени А.А. Морозова (рис. 7).



Рис. 7. Бронетранспортёр «Дозор-Б»

Выводы

1. Проведенный анализ развития и состояния технического уровня современных легкобронированных разведывательных машин с колесной формулой 4×4 ведущих стран мира, показывает, что машины такого типа являются специализированными, позволяют эффективно проводить разведывательные операции, и достаточно широко востребованы.
2. Технический уровень машин данного класса, состоящих в настоящее время на вооружении в Вооруженных Силах Украины, которые разработаны в 60-80 г.г. XX века в СССР, свидетельствует о необходимости создания отечественной ЛБРМ.
3. Определен общий технический облик и основные технические требования, которым должна соответствовать вновь создаваемая ЛБРМ, что позволяет сформулировать конкретные тактико-технические требования к создаваемому образцу.
4. Разработан образец бронетранспортёра 4x4, который может служить базой для создания украинской ЛБРМ.

Литература: 1. Мосов С. П. Беспилотная разведывательная авиация стран мира: история создания, опыт боевого применения, современное состояние, перспективы развития. (Монография) / С. П. Мосов. – К.: Изд. Дом «РУМБ», 2008. – 160 с. 2. Бабаев Ю. Настоящее и будущее беспилотных авиационных комплексов / Ю. Бабаев // Военный парад. - 1998. - №4. - С.54-55. 3. Горбатюк А. Будущее – за воздушными роботами / А. Горбатюк // Военный парад. - 2002. - №5. - С.62-63. 4. Комплекс разведки с ДПЛА «Пчела-1» // Военный парад. - 2002. - №4. - С.22-24.

5. Силкин А. ГрАНТ – беспилотный авиационный комплекс нового поколения / А.Силкин // Военный парад. - 2002. - №6. - С.22-24. 6. Анализ применения беспилотных летательных аппаратов с целью использования высокодетального мониторинга объектов // <http://aerocount.narod.ru>. 7. Иракские повстанцы научились перехватывать видеосигналы... // <http://xetedi.ru>. 8. Храмчихин А. Небесные роботы / А. Храмчихин // <http://www.chaskor.ru>. 9. Ведение малоинтенсивных боевых действий в городских условиях // Army Guide Monthly. – 2006. – №3 (18). – С.15-19. 10. Семенов С. Войска специального назначения армии США / С. Семенов // Зарубежное военное обозрение. – 1986. – №6. – С.34-39. 11. Боевые разведывательные машины // <http://nashaoborona.ru/>. - 18.10.2009. 12. Аганов А. Боевые машины для разведывательных подразделений и сил специального назначения армий зарубежных стран / А. Аганов // Зарубежное военное обозрение. - 2003. - №7. - С.36-40. 13. Иванов О. Состояние и перспективы развития разведывательных машин зарубежных стран / О. Иванов, Д. Изюмо // Зарубежное военное обозрение. - 2006. - №2. - С.22-29. 14. Огоркевич Р.М. Бронированные разведывательные машины: нахождение правильного сочетания возможностей // btvt.narod.ru. 15. Вооруженные силы разрабатывают новые средства защиты колонн автотранспорта // Army Guide Monthly. - 2006. - №3 (18). - С.11-14. 16. Мосалев В. Летучие тени войны / В. Мосалев, В. Ушаков // Солдат удачи. - 2006. - №9. - С.42-48. 17. Голландцы получают первые машины для передового наблюдательного пункта// Army Guide Monthly. – 2006. – №11 (26). – С.9-10. 18. Легкая бронированная разведывательная машина «Панар» VBL // <http://comm3.ru>. 19. Катар оценивает MARS V для наблюдения за приграничными зонами // Army Guide Monthly. – 2006. – №2 (17). – С.24-25. 20. MARS V Modular Armoured Reconnaissance/Surveillance Vehicle // <http://www.aselsan.com>. 21. Armoured reconnaissance vehicle Eagle III 4×4 // www.mowag.ch. 22. Филатов Г. Развитие подвижных наземных комплексов оптико-электронных средств разведки СВ за рубежом / Г. Филатов, С. Якусон, Н. Беглова // Зарубежное военное обозрение. - 2002. - № 1. - С.17-19.

Глєбов В.В., Федоренко Є.В., Мормило Я.М., Розсказов І.І., Сядристий М.А.

АСПЕКТИ РОЗВИТКУ
ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ РОЗВІДУВАЛЬНИХ МАШИН
З КОЛІСНОЮ ФОРМУЛОЮ 4×4

У статті проведено аналіз сучасних конструкцій легкоброньованих машин з колісною формуллою 4×4, що використовуються в якості розвідувальних машин. Сформульовано основні завдання, які повинна вирішувати перспективна легкоброньована бойова розвідувальна машина на шасі з колісною формуллою 4×4.

Glebov V., Fedorenko E., Mormilo Ya., Rasskazov I., Syadristiy M.

ASPEKTS OF DEVELOPMENT
FOR LIGHT-ARMOURED RECONNAISSANCE VEHICLES
WITH THE WHEELED FORMULA 4×4

The article gives analysis of modern designs of light-armoured 4x4 vehicles, used as reconnaissance vehicles. In the general view are the requirements and promising criteria of future 4x4 light-armoured reconnaissance vehicles.

УДК 629.1.032

Дущенко В.В., Мусницька І.В., Коц. О.М.

ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ КОРПУСУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ АДСОРБЦІЇ

Постановка проблеми. Існуючі гіdraulічні, пневматичні та механічні системи регулювання положення корпусу (СРПК) транспортних засобів (ТЗ) мають певні недоліки, що стримують їх широке розповсюдження. Одним з перспективних напрямків розвитку СРПК є застосування в них ефекту адсорбції [1]. Однак, функціонування таких СРПК потребує певних витрат енергії, що призводить до необхідності проведення оцінки та аналізу їх енергоспоживання.

Аналіз останніх публікацій. У патенті [2] представлено пневмогіdraulічну ресору (ПГР) та пристрій для її керування із використанням ефекту адсорбції. У роботі [3] розглянуто питання застосування ефекту адсорбції у СРПК ТЗ та проведено вибір системи адсорбент – адсорбат. В якості речовин обрано вуглецевий адсорбент АУК та метан. Визначено кількість газу та масу адсорбенту, які необхідні для регулювання кліренсу ТЗ, що розглядалося, у межах 0,2...0,6 м.

Ціль дослідження. На прикладі гусеничної машини вагою 8000 кг, яка має гідропневматичну підвіску, провести попередній розрахунок енергоспоживання СРПК на основі використання ефекту адсорбції, накреслити шляхи його зниження та сформулювати бажані характеристики системи адсорбент – адсорбат.

Підвіска ТЗ та СРПК, що розглядаються, мають у своєму складі одноступінчасту ПГР (рис. 1), у газовій порожнині якої (пневмоциліндрі), або поряд з нею (як у даному випадку, не показано), розташовано адсорбер, пов’язаний з даною порожниною. В адсорберах розміщено речовину, що поглинає (адсорбент) і речовину, яка поглинається (адсорбат). В процесі поглинання – виділення адсорбату (процеси сорбції – десорбції) відбувається регулювання об’єму пневмоциліндра та тиску у ньому, що призводить до регулювання кліренсу ТЗ. Процес поглинання – виділення адсорбату відбувається під дією зміни температури системи адсорбент – адсорбат, для чого необхідно витрачати енергію.

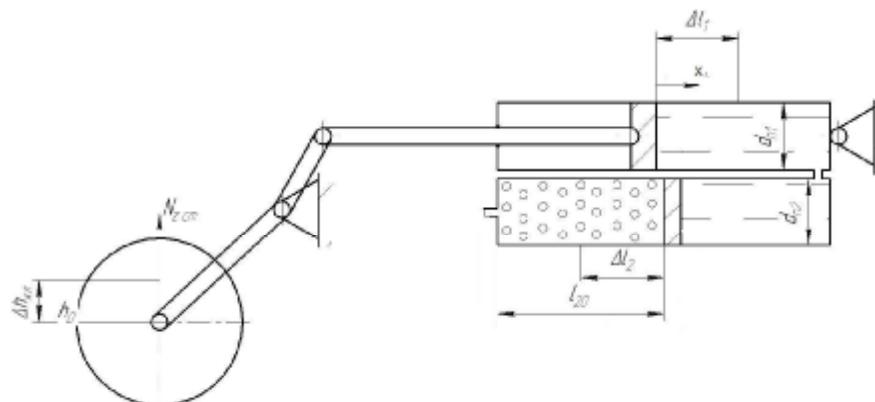


Рис. 1. Схема підвіски ТЗ з одноступінчастою ПГР

Кількість теплоти, яку необхідно підводити для забезпечення роботи СРПК, буде дорівнювати:

$$dQ = dQ_H + dQ_e + dQ_{adc}, \quad (1)$$

де: dQ_h – кількість теплоти, що витрачається на нагрів корпусу адсорбера, адсорбенту та газу, dQ_e – кількість теплоти, що відводиться в оточуючий повітряний простір, dQ_{adc} – кількість теплоти, що витрачається на процеси сорбції – десорбції газу на адсорбенті.

Визначимо дані складові при роботі в інтервалі температур $50\ldots100^{\circ}\text{C}$.

Кількість теплоти, що витрачається на нагрів корпусу адсорбера, адсорбенту та газу дорівнює:

$$dQ_h = (m_k c_m + m_{adc} c_{adc} + m_e c_e) dT_1 = 129,3 \text{ кДж}, \quad (2)$$

де, відповідно: маса металевого корпусу адсорбера $m_k = 5,27 \text{ кг}$; теплоємність металу $c_m = 0,47 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; маса адсорбента $m_{adc} = 0,549 \text{ кг}$ [3]; теплоємність адсорбенту $c_{adc} = 0,1386 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; теплоємність газу $c_e = 2,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; dT_1 – різниця температур на яку змінюється температура адсорбера.

Масу газу, що приймає участь в процесі адсорбції, розрахуємо як:

$$m_e = \Delta n \cdot m = 0,0135 \text{ кг}, \quad (3)$$

де: $\Delta n = 0,842 \text{ моля}$ – кількість газу в молях, яку необхідно поглинуть або виділити в газовий об'єм ПГР для забезпечення зміни кліренсу ТЗ у межах $0,2\ldots0,6 \text{ м}$ [3]; $m = 16 \frac{\text{г}}{\text{моль}}$ – молярна маса метану.

Визначимо кількість теплоти, що відводиться в оточуючий повітряний простір:

$$dQ_e = a \cdot F \cdot dT_2 \cdot dt = 0,5 \text{ кДж}, \quad (4)$$

де: $F = 0,1278 \text{ м}^2$ – площа зовнішньої поверхні адсорбера; $a = 50 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішніх стінок адсорбера до повітря.

Різниця між температурою адсорбера і оточуючого повітря $dT_2 = T - T_o = 373^{\circ} - 293^{\circ} = 80^{\circ} \text{ K}$.

Визначимо кількість теплоти, що витрачається на процеси сорбції – десорбції газу на адсорбенті:

$$dQ_{adc} = (I + Q) \Delta n = 22,83 \text{ кДж}, \quad (5)$$

де: $I = 9,01 \text{ кДж/моль}$ – теплота конденсації адсорбтива, $Q = 18,1 \text{ кДж/моль}$ –

молярна теплота адсорбції метану, які визначалися по середній теплоті адсорбції вуглеводнів на вуглецевих адсорбентах [4].

Тоді, загальна кількість необхідної теплоти буде дорівнювати $dQ = 152,63 \text{ кДж}$.

Розрахуємо потужність, яка необхідна для здійснення процесу десорбції газу в адсорбері при зміні кліренсу від \min до \max значення, що відбувається при його нагріванні від 50°C до 100°C і температурі навколошнього середовища 20°C :

$$N = \frac{dQ}{dt} = (m_{\kappa} c_{\kappa} + m_{ad\delta} c_{ad\delta} + m_{\varepsilon} c_{\varepsilon}) \frac{dT_1}{dt} + a \cdot F \cdot dT_2 + \frac{dQ_{ad\delta}}{dt}; \quad (6)$$

Нехай регулювання кліренсу від \min до \max значення відбувається за 30 с. Тоді необхідна потужність, яка повинна підводитися до однієї ПГР підвіски буде становити 5,1 кВт.

Потужність, яка буде витрачатися на підтримування температури в адсорбері на рівні 50°C складе величину:

$$N^* = a \cdot F \cdot dT = 0,192 \text{ кВт}; \quad (7)$$

Таким чином, проведений розрахунок показав, що для регулювання об'єму газової порожнини навіть однієї ПГР, при зміні кліренсу від 0,2 до 0,6 м, необхідно підводити значну потужність, причому, її 81% витрачається на нагрів металевого корпусу адсорбера.

Зменшимо витрати енергії на нагрів даного корпусу, шляхом застосування теплоізолятора між нагрівачем і корпусом. Приймемо товщину теплоізоляційного шару рівною 10мм, матеріал – скляна вата з коефіцієнтом теплопровідності $I_{iz} = 0,037 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$. Конструкцію такого адсорбера представлено на рис. 2.

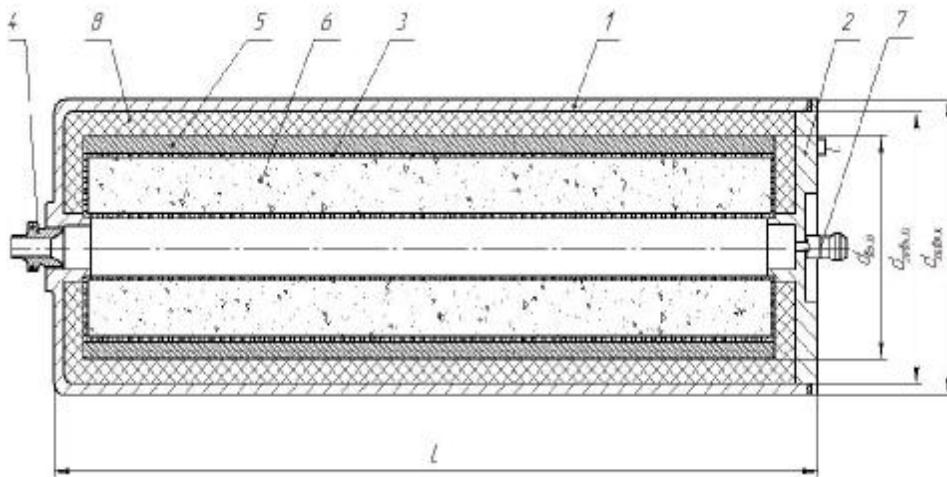


Рис. 2. Конструкція адсорбера з теплоізолюочим шаром:
1 – корпус адсорбера; 2 – кришка; 3 – металева сітка; 4 – штуцер; 5 – нагрівач;
6 – адсорбент; 7 – заправний штуцер; 8 – теплоізолючий шар

Визначимо кількість теплоти, що відводиться в оточуючий повітряний простір при тепlop передачі через двошарову циліндричну і плоску стінку [5]:

$$dQ_b = \frac{L \cdot dT \cdot dt}{\frac{1}{2pI_{i3}} \ln \frac{d_{зовнi3}}{d_{вн.i3}} + \frac{1}{2pI_k} \ln \frac{d_{зовнk}}{d_{вн.k}} + \frac{1}{apl_{зовнk}}} + \frac{F_1 \cdot dT \cdot dt}{\frac{d_{i3}}{I_{i3}} + \frac{d_k}{I_k} + \frac{1}{a}} = 0,469 \cdot 10^{-3} \cdot dT \cdot dt, \quad (8)$$

де: $L = 0,315\text{ м}$ – довжина корпусу адсорбера; $I_k = 50,24 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$ – коефіцієнт тепlopровідності корпуса; $d_{зовн.i3} = 0,12 \text{ м}$, $d_{вн.i3} = 0,1 \text{ м}$ – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри теплоізолятора; $d_{зовн.k} = 0,13 \text{ м}$, $d_{вн.k} = 0,12 \text{ м}$ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри корпусу; $F_1 = 0,02653 \text{ м}^2$ – площа торців адсорбера.

Кількість тепла, що витрачається на нагрів, за винятком корпусу адсорбера дорівнює:

$$dQ_H = (m_{адд}c_{адд} + m_e c_e) dT_1; \quad (9)$$

Тоді, потужність, яка необхідна для здійснення процесу десорбції газу в адсорбері (zmіни кліренсу від min до max значення протягом 30с), при його нагріванні від 50°C до 100°C (температура навколошнього середовища 20°C) буде дорівнювати:

$$N = \frac{dQ_H + dQ_b + dQ_{адд}}{dt} = \frac{5,3 + 0,0375dt + 22,83}{dt} = 0,9755 \approx 1 \text{ кВт}; \quad (10)$$

Потужність, що витрачається на підтримування температури адсорбера на рівні 50°C складе:

$$N^* = 0,469 \cdot 10^{-3} \cdot dT = 0,0141 \text{ кВт}; \quad (11)$$

Таким чином, у разі застосування конструкції адсорбера з теплоізолюючим шаром, потужність, що необхідна для функціонування СРПК, яка припадає на одну ПГР, зменшиться у 5 разів і складе величину 1 кВт. У цьому випадку, домінуючими енерговитратами будуть витрати $dQ_{адд}$ на процеси сорбції – десорбції газу на адсорбенті, які складуть 0,761 кВт або 76% від загальних витрат.

Проведемо розрахунок характеристик, які повинна мати система адсорбент – абсорбат, щоб енерговитрати на регулювання однієї ПГР, виходячи із потужності генератора ТЗ, не перевищили 0,3 кВт.

Потужність, що витрачається на нагрів та відводиться в оточуючий простір, дорівнює $5,3/30 + 0,0375 = 0,215 \text{ кВт}$. Тоді на процес десорбції необхідно витрачати не більше, ніж $0,3 - 0,215 = 0,085 \text{ кВт}$, а сумарна величина молярної теплоти адсорбції і конденсації адсорбтиву на адсорбенті буде дорівнювати:

$$dQ_{адд} = N_{адд} \cdot dt = 2,55 \text{ кДж}, \quad (12)$$

де dt – час, за який кліренс машини змінюється від min до max значення (прийнято 30 с).

Знайдемо необхідну сумарну теплоту конденсації адсорбтива та молярну теплоту адсорбції:

$$I + Q = \frac{dQ_{adc}}{\Delta n} = 3,03 \text{ кДж/моль}; \quad (13)$$

Отримана величина теплоти у 9 разів менша за величину теплоти прийнятої системи адсорбент – адсорбат (углецевий адсорбент АУК та метан). Вона є бажаною, але нажаль, речовин з такими характеристиками, у відомих джерелах, знайдено не було.

Визначимо вплив вагової категорії ТЗ на можливу величину регулювання кліренсу при фіксованому енергоспоживанні СРПК, що розглядається.

Нехай кількість тепла, яку можна використати в процесі адсорбції, для прийнятої системи адсорбент – адсорбат, становить $dQ_{adc} = 2 \text{ кДж}$. Виходячи з відомих характеристик системи, знайдемо кількість речовини, яку можна поглинуть витративши таку кількість тепла:

$$\Delta n = \frac{dQ_{adc}}{I + Q} = \frac{2}{9,01 + 18,1} = 0,07377 \text{ моля}; \quad (14)$$

Тоді, для знайденої величини Δn , по виразу

$$N_{z,ct} = \frac{\Delta n R T i_k}{\Delta h_{kl} i_c}, \quad (15)$$

який можна легко отримати з рівняння стану ідеального газу та залежностей, що описують кінематику підвіски, можна побудувати графік залежності статичного навантаження $N_{z,ct}$ на опорному катку (а, відповідно, і підресореної ваги машини) від максимально можливої величини регулювання кліренсу Δh_{kl} . Даний графік представлено на рис. 3.

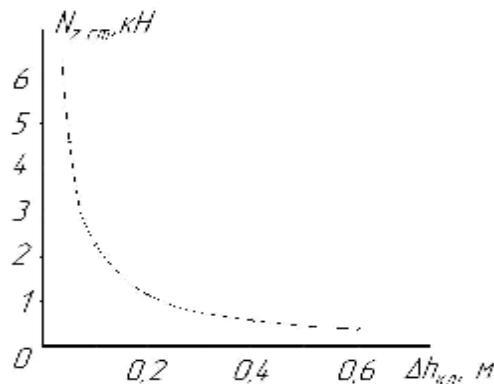


Рис. 3. Залежність статичного навантаження на опорному катку від максимальної величини регулювання кліренсу, при кількості речовини, що поглинається $\Delta n = 0,07377 \text{ моля}$

Таким чином, для обраної системи адсорбент – адсорбат та допустимому енергоспоживанні, регулювання кліренсу можливе лише у незначних межах, для легких ТЗ.

Висновки.

I. Використання ефекту адсорбції в СРПК ТЗ потребує досить великого енергоспоживання, яке для прийнятої системи адсорбент – адсорбат та ТЗ, що розглядається, виходить за межі можливостей звичайного генератора машини. Для зменшення енергоспоживання до допустимої величини необхідно:

1. Застосувати запропоновану конструкцію адсорбера з теплоізоляцією, яка дозволяє знизити енерговитрати у 5 разів;
2. Збільшити час регулювання кліренсу та зменшити межі його регулювання;
3. Знайти або створити речовини для нової системи адсорбент – адсорбат, яка має сумарну теплоту конденсації адсорбтива та молярну теплоту адсорбції на рівні 3 кДж/моль.

II. Прийнята при розрахунках система адсорбент – адсорбат, при допустимому енергоспоживанні, дозволяє реалізувати регулювання кліренсу у незначних межах і лише для легких ТЗ.

Література: 1. Дущенко В.В. Вепольный анализ упругих элементов систем подпрессоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2007. – №2. – С. 163–169. 2. Пат. 4477062 США, МКІ³ F 16 F 9/46. Регулируемая пневморессора и устройство для ее регулирования / Maremont Corp; – № 342607 заявл. 25.01.82; опубл. 16.10.84 , Том 1047, № 3. 3. Дущенко В.В. До питання використання ефекту адсорбції у системах регулювання положення підресореного корпусу транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.М. Коц // Вестник НТУ «ХПІ», Сб. науч. тр. Тематический выпуск: “Автомобиле-и тракторостроение”. – 2010. – №39. – С. 38–43. 4. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники / Кельцев Н.В. – М.: Химия, 1984. – 592 с. 5. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: уч. пособ. для вузов. / Нащекин В.В. – М.: Высш. Школа, 1980. – 469 с.

Дущенко В.В., Мусницкая И.В., Коц А.Н.

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМЫ
РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ КОРПУСА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА
ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭФФЕКТА АДСОРБЦИИ**

На примере гусеничной машины с гидропневматической подвеской, проведен предварительный расчет энергопотребления системы регулирования положения корпуса на основе использования эффекта адсорбции, предложены пути его снижения и определены желательные характеристики системы адсорбент – адсорбат.

Dushchenko V.V., Musnitskaja I.V., Kots A.N.

**PRECOMPUTATION ENERGY CONSUMPTION OF SYSTEM OF REGULATION
OF POSITION OF THE CASE OF THE VEHICLE ON THE BASIS OF USE OF EFFECT
OF ADSORPTION**

On an example of the caterpillar machine with a hydropneumatic suspender, precomputation energy consumption systems of regulation of position of the case is carried out on the basis of use of effect of absorption, ways of its drop are offered and desirable characteristics of system adsorbent – adsorbate are determined.

УДК 629.083:621-113

Назаров В.І.

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Визначено закономірність зміни технічного стану дискових гальмівних механізмів легкового автомобіля під час експлуатації в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, їх геометричних параметрів та режимів роботи.

Постановка проблеми.

Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження [1] показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах.

Безперервно зростаючі вимоги до якості ремонту автомобілів визначають необхідність підвищення їх довговічності.

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації являється актуальним.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхні тертя, неоднакове попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос деталей дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів може бути не рівномірним. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його розподіл по поверхні тертя.

В результаті зносу спряження першої групи (накладка-диск) виникає зміна їх відносного положення, яку надалі будемо називати зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом їх початкових службових властивостей.

Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може привести зношування їх поверхонь. При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення (зближення) деталей при зносі.

На рис.1 показано схему для визначення зносу дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжених деталей на одній поверхні тертя.

Перший випадок (спряження 1-ої групи, див. рис.1, а) характерний тим, що в деталей є направні (поршні), які визначають напрям x - x можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись одним параметром U_{1-2} – величиною відносного зближення зношених деталей 1 і 2 в

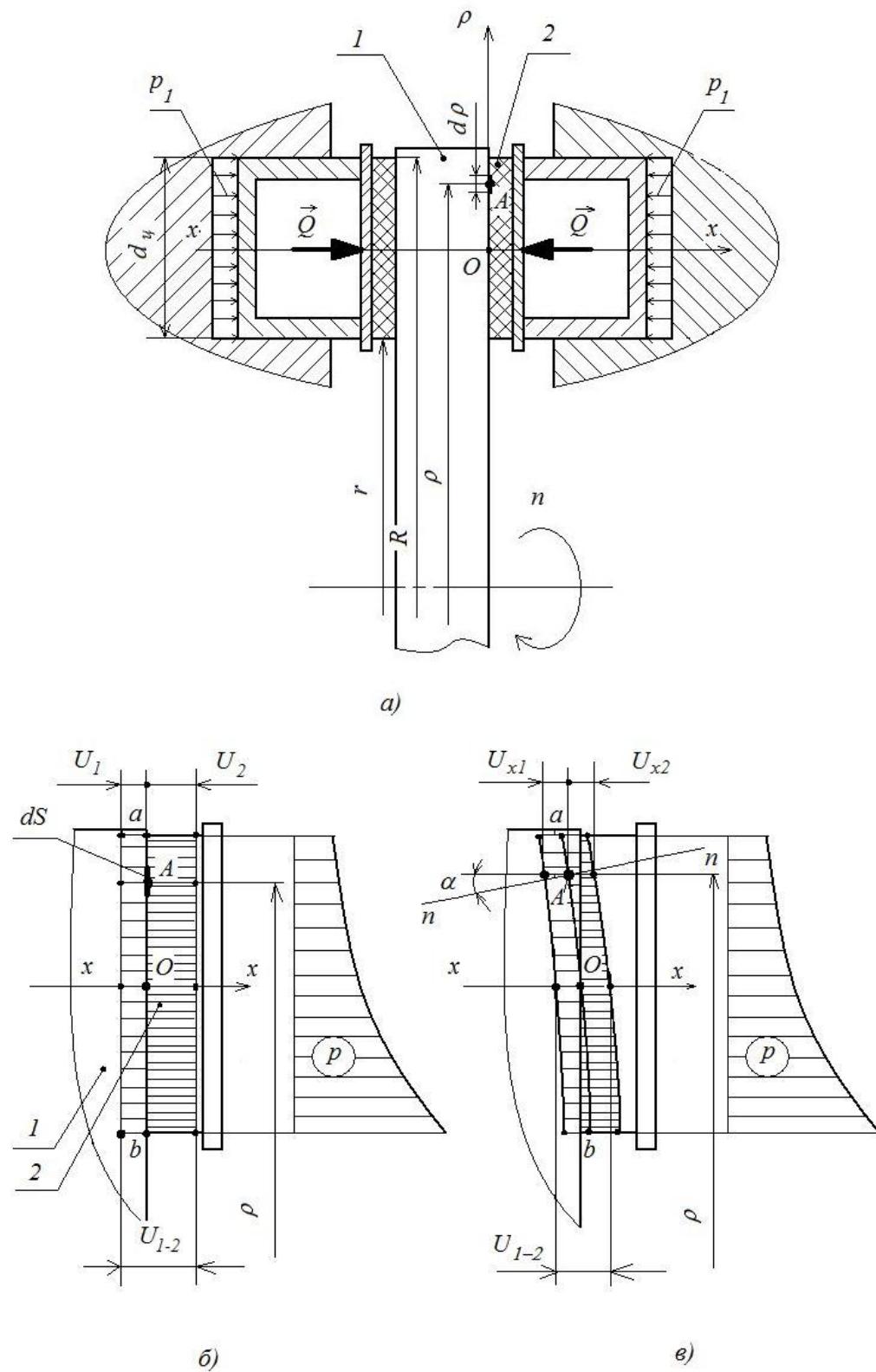


Рисунок 1 – Схема для визначення зносу дискового гальмівного механізму

напрямку x - x . Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь (див. рис.1, б). Умовно зображене загальний випадок спряження поверхонь тертя після експлуатації з одного боку диску, що мають криволінійну твірну a - b із встановленою нормальню до неї в точці A (див. рис.1, в). Якщо зближення деталей можливе лише в напрямі x - x , то сума зносів деталей, вимірюна в напрямку можливого зближення, повинна бути постійною та дорівнювати зносу всього спряження

$$U_{1-2} = U_{x1} + U_{x2} = \text{const}. \quad (1)$$

Цю залежність [2] будемо називати умовою торкання деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації: при любій формі зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь. В силу цієї умови для любої точки поверхні повинно відповідати співвідношення

$$U_{1-2} = \frac{U_1 + U_2}{\cos \alpha}, \quad (2)$$

де α - кут між нормальню до поверхні тертя та напрямом можливого зближення деталей.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюрою, розташованою в «тілі» другої деталі (див. рис.1, в). Така картина показує як би врізання однієї деталі в іншу під час зносу. Сумарна епюра буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежена кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площею, визначаючу форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації.

Залежність [2] між швидкостями зношування спряження g_{1-2} та швидкостями зношування поверхонь тертя g_1, g_2 слідує із (1) і (2)

$$g_{1-2} = \frac{g_1 + g_2}{\cos \alpha}. \quad (3)$$

Властивість пари матеріалів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування $y = \frac{g_1}{g_2} = \frac{U_1}{U_2}$, значення якого залежить від закону зношування та являється функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя. Тоді наступні залежності, одержані з урахуванням (3), враховуючи спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари, будуть являтися основними під час розрахунку спряжень на знос [2]

$$g_1 = g_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{y}{1+y}, \quad (4)$$

$$g_2 = g_{1-2} \cdot \cos a \frac{1}{1+y}. \quad (5)$$

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні для даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей g_1, g_2 , тиском на поверхні тертя p та швидкістю відносного ковзання J . Із формул (4) і (5) видно, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається значеннями зносів $U_i = g_i \cdot T$ в кожній точці поверхні тертя, залежить від кута a та співвідношення зносів y .

Формулювання мети та постановка задачі.

Метою роботи являється підвищення довговічності дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, не обладнаних електронними системами керування процесом гальмування, за рахунок вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, котрий би під час експлуатації забезпечував такий рівень зносу спряжених деталей, щоб строк служби гальмівних механізмів був найбільший.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: проаналізувати процес зношування дискових гальмівних механізмів під час експлуатації, встановити функціональну залежність між коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями автомобіля й зносом спряжених поверхонь тертя деталей дискових гальмівних механізмів.

Основний матеріал дослідження.

Як показують дослідження [2], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$g_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot J^{m_{v1}}, \quad (6)$$

$$g_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot J^{m_{v2}}, \quad (7)$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування.

Для розгляданого випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, тобто $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [3], тоді залежності (6) і (7) мають вигляд

$$g_1 = k_1 \cdot p \cdot J, \quad (8)$$

$$g_2 = k_2 \cdot p \cdot J, \quad (9)$$

В даному випадку властивості пари матеріалів під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування

$$y = \frac{g_1}{g_2} = \frac{k_1}{k_2} = const. \quad (10)$$

Якщо показники степенів ($m_{pi} = m_{vi} \neq 1$) рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то

$$g_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot J^{m_v}, \quad (11)$$

$$g_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot J^{m_v}. \quad (12)$$

В даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним $y = const$.

Але можливий випадок, коли лише два показники рівні між собою, наприклад, $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, тоді маємо

$$g_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot J^{m_{v1}}, \quad (13)$$

$$g_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot J^{m_{v2}}. \quad (14)$$

В такому разі співвідношення $y = var$ зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання J .

Коли, наприклад, $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення $y = var$ зносів матеріалів також не являється постійним та залежить від тиску p на поверхні тертя.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка А на поверхні тертя з координатами (r, x) має свою кругову швидкість ковзання (див. рис.1, а)

$$J = 2p \cdot r \cdot n, \quad (15)$$

де n - число обертів за одиницю часу, яке здійснює одна із спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка).

Підставляючи (15) в (6) і (7), одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $g_i = f_i(r, p)$, а використавши вираз (3), маємо залежність швидкості зношування спряження $g_{1-2} = F_1(p, r)$.

Якщо закон зношування відповідає (8) і (9), то враховуючи залежність швидкості ковзання (15) від радіуса тертя та числа обертів, одержимо

$$g_1 = 2p \cdot n \cdot r \cdot k_1 \cdot p, \quad (16)$$

$$g_2 = 2p \cdot n \cdot r \cdot k_2 \cdot p. \quad (17)$$

Використовуючи формулу (3) та враховуючи, що для дискового гальмівного механізму $a = 0$, одержимо

$$g_{1-2} = 2p \cdot r \cdot n \cdot (k_1 + k_2) \cdot p. \quad (18)$$

Звідки вираз для епюри тиску

$$p = \frac{g_{1-2}}{2p \cdot r \cdot n \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (19)$$

Залежність між приводною силою Q та тиском p знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_S p \cdot dS. \quad (20)$$

Підставляючи значення p із (19) та замість $dS = 2p \cdot r \cdot dr$, маємо

$$Q = \frac{g_{1-2}}{n \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \frac{r \cdot dr}{r} = g_{1-2} \cdot \frac{R - r}{n \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (21)$$

Вирішуючи відносно g_{1-2} , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$

$$g_{1-2} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot n}{R - r} \cdot Q. \quad (22)$$

Після підстановки (22) у (19) та перетворень одержимо залежність розподілу тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$, що має вигляд гіперболи (див. рис.1, б)

$$p = \frac{Q}{2p \cdot (R - r)} \cdot \frac{1}{r}. \quad (23)$$

Значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя або форму кривої одержимо за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, $y = \frac{k_1}{k_2} = const$, $a = 0$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot n}{R - r} \cdot T, \quad (24)$$

де T - час зношування, тобто час гальмування.

Із формулі (24) слідує, що знос дисков і гальмівних колодок при заданому законі зношування ($m_p = m_v = 1$) буде рівномірним (див. рис.1, б), а величина їх зносу залежить від зносостійкості матеріалів k_1, k_2 ; режимів роботи спряження Q і n ; геометричних характеристик спряження R, r та часу його роботи T .

Таким чином, одержано формулі для визначення основних параметрів під час зношування дискових гальмівних механізмів: g_{1-2}, p, U_1, U_2 для закону зношування $m_p = m_v = 1$.

З урахуванням виразу (15) закони зношування (11) і (12) в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ приймуть вигляд

$$g_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_v}, \quad (25)$$

$$g_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_v}. \quad (26)$$

Застосовуючи формулу (3), після перетворень одержимо формулу для визначення тиску на поверхні тертя

$$p = \sqrt[m_p]{\frac{g_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_v}}} = \frac{A}{r^{\frac{m_v}{m_p}}}, \quad (27)$$

$$\text{де } A = \sqrt[m_p]{\frac{g_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2pn)^{m_v}}} = \text{const}.$$

Звідки слідує, що епюра тиску і в даному випадку ($m_{pi} = m_{vi} \neq 1$) залежить від законів зношування та має вид степеневої гіперболи.

Залежність між силою та тиском на поверхнях тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ одержимо, застосовуючи формулу (20)

$$\begin{aligned} Q &= 2p \cdot A \cdot \int_r^R r^{1-\frac{m_v}{m_p}} \cdot dr = \\ &= \frac{2p}{2 - \frac{m_v}{m_p}} \cdot \sqrt[m_p]{\frac{g_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2p \cdot n)^{m_v}}} \cdot \left(R^{2-\frac{m_v}{m_p}} - r^{2-\frac{m_v}{m_p}} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

Звідки швидкість зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ визначається як

$$g_{1-2} = \frac{(2p)^{m_v-m_p} \cdot (k_1 + k_2) \cdot \left(2 - \frac{m_v}{m_p} \right)^{m_p} \cdot n^{m_v}}{\left(R^{2-\frac{m_v}{m_p}} - r^{2-\frac{m_v}{m_p}} \right)^{m_p}} \cdot Q^{m_p}. \quad (29)$$

Слід зазначити, що при $m_p = m_v = 1$ одержимо залежність (22).

Визначивши g_{1-2} із (29) та підставивши у (27), одержимо значення тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$.

Знос поверхонь тертя (галмівного диску і колодок) можна визначити із використанням формул (3), враховуючи, що в даному випадку $a = 0$ та $y = \frac{k_1}{k_2} = \frac{g_1}{g_2} = \frac{U_1}{U_2}$. Звідки

$$U_1 = g_{1-2} \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \cdot T, \quad (30)$$

$$U_2 = g_{1-2} \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot T. \quad (31)$$

Аналіз одержаних формул (30) і (31) показує, що і в даному випадку для розгляданого закону зношування при $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$, знос деталей дискових гальмівних механізмів рівномірно розподілений по поверхні тертя (див. рис.1, б) і залежить від матеріалу деталей та часу гальмування.

Очевидно, що інший характер зносу буде мати місце при тих законах зношування, коли $y \neq \text{const}$. Використовуючи формулі (3) і (15), аналогічно вище поданій методиці, в разі $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, після тотожних перетворень одержимо залежність тиску від радіуса r тертя

$$p = \sqrt[m_p]{\frac{g_{1-2}}{k_1 \cdot (2p \cdot n \cdot r)^{m_{v1}} + k_2 \cdot (2p \cdot n \cdot r)^{m_{v2}}}}. \quad (32)$$

Для знаходження зносу спряження g_{1-2} підставимо (32) у формулу (20) та одержимо

$$Q = 2p \sqrt[m_p]{g_{1-2}} \int_r^R \frac{r \cdot dr}{\sqrt[m_p]{k_1 \cdot (2p \cdot n \cdot r)^{m_{v1}} + k_2 \cdot (2p \cdot n \cdot r)^{m_{v2}}}}. \quad (33)$$

Із цієї залежності можна визначити значення швидкості зносу спряження в разі $m_{p1} = m_{p2} = m_p$

$$g_{1-2} = \frac{Q^{m_p}}{\left(2p \int_r^R \frac{r \cdot dr}{(2p \cdot n \cdot r)^{\frac{m_{v1}}{m_p}} \cdot [k_1 + k_2 \cdot (2p \cdot n \cdot r)^{m_{v2}-m_{v1}}]^{\frac{1}{m_p}}} \right)^{m_p}}. \quad (34)$$

Слід відмітити, що при $m_{v1} = m_{v2} = m_v$ після інтегрування одержимо залежність (29).

Для знаходження величини зносу дисків і гальмівних накладок у випадку $m_{p1} = m_{p2} = m_p$ за законами (13) і (14) визначимо $y = \frac{k_1}{k_2} \cdot J^{m_{v1}-m_{v2}}$, поділивши (13) на (14) з урахуванням (15), та використовуючи (4) і (5) після перетворень одержимо

$$U_1 = g_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_{v1}-m_{v2}}}{k_1 \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_{v1}-m_{v2}} + k_2} \cdot T, \quad (35)$$

$$U_2 = g_{1-2} \cdot \frac{k_2}{k_1 \cdot (2p \cdot r \cdot n)^{m_{v1}-m_{v2}} + k_2} \cdot T. \quad (36)$$

Одержані залежності зносу спряжених деталей свідчать про те, що в даному випадку ($m_{p1} = m_{p2} = m_p$) знос деталей дискових гальмівних механізмів не рівномірний (див. рис.1, в) та залежить від матеріалу і радіуса диска r , а також його числа обертів n та часу гальмування.

Якщо форма спряження така, що $a \neq 0$ (нерівномірно зношена поверхня тертя), а закони зношування забезпечують $y = const$, то знос надалі буде рівномірним по всій поверхні тертя.

Обґрунтування одержаних наукових результатів.

Знання форми зношеної поверхні гальмівного диску та колодки дозволяє вирішувати ряд задач під час експлуатації легкових автомобілів, пов'язаних із технічним обслуговуванням їх гальмівної системи. В разі необхідності заміни одного із дисків гальмівних механізмів нормальнє прилягання поверхонь тертя буде забезпечене тільки в тому разі, коли має місце рівномірний знос. Тому у випадках зношування

гальм за законами (8) і (9); (11) і (12) допустимо є заміна однієї з спряжених деталей (гальмівної колодки), а для закону зношування (13) і (14) необхідно міняти всю зношену спряжену пару.

Приймаючи, що дискові гальмівні механізми встановлено на передній осі легкового автомобіля (див. рис. 1, а), визначимо приводну силу Q через приводний тиск p_1 в колісному циліндрі

$$Q = \frac{p \cdot d_u^2}{4} \cdot p_1, \quad (37)$$

де d_u - внутрішній діаметр гальмівного циліндра.

Тоді величина зносу спряжених деталей (диска і колодок) переднього дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу ($m_p = m_v = 1$), як найбільш вірогідного за умов експлуатації, у відповідності до (24) визначається як

$$U_1 = k_1 \cdot \frac{p \cdot d_u^2 \cdot n \cdot p_1}{4(R-r)} \cdot i_{f1} \cdot T, \quad (38)$$

$$U_2 = k_2 \cdot \frac{p \cdot d_u^2 \cdot n \cdot p_1}{4(R-r)} \cdot i_{f2} \cdot T, \quad (39)$$

де R, r - зовнішній та внутрішній діаметри тертя (див. рис.1, а);

$i_{f1} = 2$ - кількість поверхонь тертя диску;

$i_{f2} = 1$ - кількість поверхонь тертя гальмівної колодки.

Коефіцієнт b розподілу гальмівних сил між осями автомобіля залежить від співвідношення приводних тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах, а також їх конструктивних параметрів [4]

$$\frac{1}{b} = 1 + \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}}, \quad (40)$$

де p_1, p_2 - приводний тиск відповідно в циліндрах передніх і задніх гальмівних механізмів;

K_{T1}, K_{T2} - конструктивні коефіцієнти відповідно передніх і задніх гальмівних механізмів.

Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля при включені регулятора гальмівних сил із прогресивною характеристикою показано на рис.2. Причому зміна тиску в задніх гальмівних механізмах підкоряється залежності [5]

$$p_{2i} = p_{20i} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10i}), \quad (41)$$

де K_0 - коефіцієнт передачі регулятора;

p_{10i}, p_{20i} - координати точки включення регулятора для i -ої маси автомобіля (точка А відповідає споряджений масі автомобіля, точка Б – повній масі),

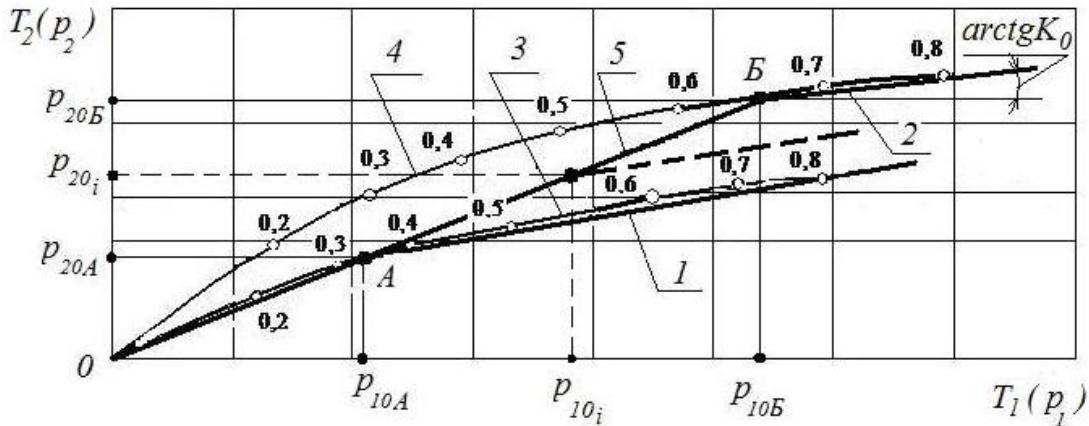


Рисунок 2 – Схема розподілу приводного тиску:

1, 2 – регулювальні прямі регулятора гальмівних сил відповідно для спорядженої та повної маси автомобіля; 3, 4 – криві ідеального розподілу приводного тиску відповідно для спорядженої та повної маси автомобіля;
5 – пряма існуючого постійного розподілу гальмівних сил

Визначивши приводний тиск p_1 із залежностей (38) і (39) і p_2 із (41), підставивши в (40), та вирішуючи систему відносно U_1 і U_2 одержимо основну закономірність зміни технічного стану дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі легкового автомобіля, під час експлуатації у вигляді

$$U_{1(2)} = \frac{pd_u^2 \cdot n \cdot k_{1(2)}}{4(R-r) \cdot \left(\frac{1}{b}-1\right)} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}} \cdot i_{f1(2)} \cdot (p_{20} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10})) \cdot T. \quad (42)$$

У відповідності до одержаної закономірності (42) можна стверджувати, що за рівних інших умов експлуатації легкових автомобілів знос спріяних деталей дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, за певний строк служби буде меншим, якщо:

- знижувати коефіцієнт постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього);
- збільшувати конструктивний коефіцієнт передніх гальмівних механізмів, а задніх – зменшувати;
- збільшувати зовнішній діаметр тертя гальмівного диску та зменшувати його внутрішній діаметр (збільшити ширину колодки);
- зменшувати коефіцієнти, що характеризують швидкість зношення матеріалів диску і накладок (підвищити зносостійкість їх матеріалів);
- абсцису точки включення регулятора гальмівних сил збільшити, а ординату зменшити;
- зменшити коефіцієнт передачі регулятора гальмівних сил (кут нахилу регуляторної вітки робити якомога меншим).

Для визначення строку T_i служби i -ої деталі необхідно знати характер протікання зносу цієї деталі в часі та гранично допустиму величину зносу U_{max}

$$T_i = \frac{U_{\max}}{g_i}, \quad (43)$$

де g_i - швидкість зношування i -ої деталі.

Ця формула для визначення строків служби може бути застосована для тих деталей, котрі ремонтуються по мірі їх виходу із ладу, тобто коли зноси досягли значення U_{\max} . Такими деталями є швидкозмінні деталі (гальмівні колодки), які міняються під час міжремонтного обслуговування автомобілів.

Висновки.

1. Властивість пари матеріалів дискових гальмівних механізмів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування, значення якого залежить від закону зношування та являється функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя. Закони зношування, знання яких необхідні для вирішення поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей g_1, g_2 , тиском на поверхні тертя p та швидкістю відносного ковзання J .

2. Знос контртіл дискових гальмівних механізмів в разі абразивного зношування ($m_p = m_v = 1$) буде рівномірним, а величина зносу прямопропорційна зносостійкості матеріалів k_1, k_2 ; режиму роботи спряження Q, n, T та обернено пропорційна ширині спряження ($R - r$).

3. Для закону зношування ($m_p = m_v \neq 1$) знос контртіл дискових гальмівних механізмів рівномірно розподілений по поверхні тертя та залежить від співвідношення коефіцієнтів зносостійкостей їх матеріалів.

4. У випадку зношування, коли $m_{p1} = m_{p2} = m_p$ знос контртіл дискових гальмівних механізмів не рівномірний і обернено пропорційний радіусу тертя диска r .

5. Вперше одержано основну закономірність (42) зносу контртіл дискових гальмівних механізмів для визначення граничної величини зносу спряжених деталей в процесі експлуатації. Вона надає можливість вирішувати задачі з підвищення довговічності спряжених деталей дискових гальм в процесі експлуатації за рахунок впровадження певного закону регулювання гальмівних сил, а також таких конструктивних параметрів і режимів роботи їх роботи, щоб за весь період експлуатації знос був відносно меншим. Крім того, ця залежність дозволяє зробити рекомендації щодо введення закону рівного розподілу гальмівних сил між осями автомобіля та термінів заміни зношених деталей дискових гальмівних механізмів під час експлуатації легкових автомобілів.

Література: 1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник.- К.: Знання-Прес, 2003.- 511 с. 2. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов / [ред. Крагельский И.В. и др.] .- Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975.- 234 с. 3. Хрущов М.М. Новые методы определения износа деталей машин / М.М. Хрущов // Повышение износостойкости и срока службы машин.- М.: Машгиз, 1953.- с. 22-26. 4. Подригало М.А. Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / М.А. Подригало. – Хар'ков, 1981. – 18 с. 5. Дем'янюк В.А. Регулирование тормозных сил автомобилей. – Львов: Вища школа, 1978. — 79с.

Назаров В.

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Определена закономерность изменения технического состояния дисковых тормозных механизмов легкового автомобиля при эксплуатации в зависимости от изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями, их геометрических параметров и режимов работы.

Nazarov V.

**WORKING LIFE INCREASE OF DISK BRAKE GEAR OF MOTOR CARS
UNDER OPERATION CONDITIONS**

The regularity of technical condition change of disk brake gear of the motor car during operation depending on the change of distribution coefficient of braking forces between the axes, their geometrical parameters and the operating modes are determined.

УДК 629.4.014.23

Омельяненко В.И., Любарский Б.Г., Рябов Е.С.

**К ВОПРОСУ РАСЧЁТА МОЩНОСТИ ТЯГОВОГО
ПРИВОДА СКОРОСТНОГО ЭЛЕКТРОПОЕЗДА**

Постановка проблемы. Украина располагает одной из самых разветвленных железнодорожных сетей Европы. Протяженность магистралей составляет 22050 км. Железнодорожным транспортом сегодня осуществляется основная перевозка грузов – 82% от общего объема, а также порядка 48% пассажирских перевозок. Ежегодно услугами железнодорожного транспорта пользуются более 400 млн. пассажиров. Однако на сегодняшний день пассажирский железнодорожный транспорт не в полном объеме удовлетворяет современные потребности общества. В первую очередь это относится к качеству предоставляемых услуг. И одним из проблемных вопросов является недостаточная скорость пассажирских перевозок [1]. Исходя из нынешних объективных экономических реалий, особую привлекательность для внедрения составляет система скоростных и ускоренных дневных поездов, которая базируется на классической технологической базе и позволяет поднять скорости движения до 160 км/ч. Первым шагом в этом направлении стала организация движения ускоренных поездов на локомотивной тяге. Однако создание специализированного скоростного подвижного состава остается актуальной задачей.

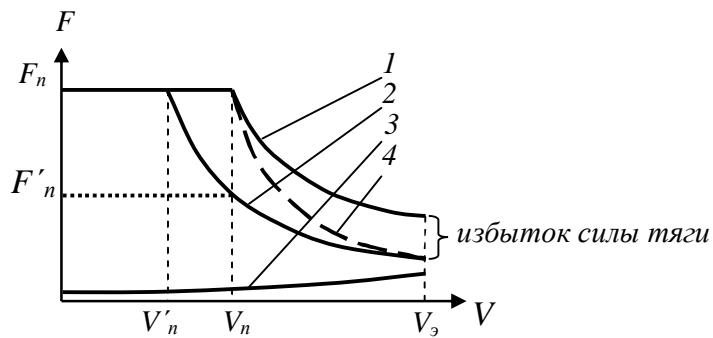
В статье [2] приведенные технические параметры нового подвижного состава для железных дорог Украины. Обращает на себя внимание тот факт, что для предлагаемого подвижного состава мощность составляет от 5,2 до 6,0 МВт при числе пассажиров 400 – 440 чел., а энергопотребление (количество энергии, затрачиваемое на перевозку одного пассажира при максимальной скорости) равно 0,58...0,68 кВт·ч/км·пасс. Рассчитав аналогичный показатель для подвижного состава, используемого в региональных перевозках стран Европы (на основе данных интернет-ресурсов), легко показать, что энергопотребление у них в 1,5...2 раза ниже. Поскольку количество пассажиров в вагоне изменяется в очень небольших пределах, а максимальные скорости сравниваемого подвижного состава составляют 140-160 км/ч, то столь значительное расходжение в энергопотреблении можно объяснить только разной мощностью тягового привода.

Формулювання цели стати. Целью роботи являється определение рациональных подходов к выбору мощности тягового привода скоростного подвижного состава.

Ізложение основного матеріала. Рассмотрим методику определения мощности тягового привода электропоездов [3,4]. Согласно существующим рекомендациям, мощность тягового привода определяют исходя из условия обеспечения заданного среднего ускорения до определённой скорости. Далее на основании расчёта среднеквадратичного тока на эквивалентном перегоне определяют мощность продолжительного режима. Для максимальной скорости определяется остаточное ускорение, которое не должно быть ниже $0,05 \text{ м}^2/\text{с}$ [5]. Тяговая характеристика для этого случая приведена на рис. 1 (кривая 1 рис. 1). От нуля до скорости V_n реализуется постоянство силы тяги (тяга F_n), а в диапазоне скоростей $V_n \dots V_s$ реализуется режим работы с постоянной мощностью.

Построим кривую сопротивления движению (кривая 3) на том же графике. Для большинства вариантов при эксплуатационной скорости она пройдёт существенно ниже кривой 1. Т.е. мощность тягового привода больше необходимой для движения с равновесной скоростью V_s , откуда следует неизбежное снижение мощности и недопользование оборудования. А поскольку для скоростного поезда режим движения с максимальной скоростью является основным режимом работы, возникает вопрос о целесообразности такого использования электрооборудования. Для иллюстрации вышесказанного можно привести следующие данные: для подвижного состава с нагрузкой на ось 17 т для реализации пускового ускорения $0,8 \text{ м}/\text{с}^2$ мощность тягового двигателя составит 260 кВт. В тоже время, для движения со скоростью 160 км/час и запасом по ускорению $0,05 \text{ м}/\text{с}^2$ необходимая мощность равна 115 кВт.

На наш взгляд, более рационально определять мощность исходя из режима эксплуатационной скорости, как это и предложено в [4]. В этом случае мощность привода окажется лишь немного больше необходимой по причине реализации остаточного ускорения. Тяговая характеристика для этого случая приведена на том же рисунке (кривая 2 рис.1). Однако при этом либо не будет выполнено условие реализации пускового ускорения: оно будет реализовано лишь в диапазоне скоростей от нуля до V'_n . Либо разгон будет осуществляться с пониженным пусковым ускорением (тягой F'_n).



1 – предельная тяговая характеристика по расчёту 1, 2 – предельная тяговая характеристика по расчёту 2, 3 – сопротивление движению, 4 – тяговая характеристика коллекторного привода

Рисунок 1 – Тяговые характеристики скоростного подвижного состава

Выходом из этой ситуации может стать использование привода, допускающего работу с перегрузкой в пусковых режимах. Такой подход имеет место на подвижном составе городского электротранспорта. Номинальным режим здесь принято считать часовой режим работы. Для скоростного электроподвижного состава номинальным ре-

жимом его работы следует установить режим, соответствующий движению с эксплуатационной скоростью. Для скоростного поезда это приемлемо, поскольку работа с перегрузкой будет являться кратковременной. При этом от нуля до скорости V_n реализуется тяга F_n (это обеспечивает заданное пусковое ускорение), а в диапазоне скоростей $V_n \dots V_s$, идёт постепенное снижение мощности по кривой 4. Также следует учитывать возможность реализации предельных по сцеплению сил тяги при работе в диапазоне скоростей $0 \dots V_n$, что также способствует увеличению среднего пускового ускорения [6]. Необходимость и возможность реализации таким приводом характеристики 1 должна быть исследована дополнительно.

Следует отметить, что ход тяговой характеристики 4 характерен для тягового привода с двигателями постоянного тока с последовательным возбуждением, в котором поддержание требуемой силы тяги при пуске осуществляется реостатно-контакторной системой управления, а двигатель проектируется таким образом, чтобы обеспечить необходимый момент при максимальной частоте вращения.

Также следует обратить внимание на следующее: режим работы скоростного поезда – это движение с эксплуатационной или близкой к ней скоростями. Поэтому на таком подвижном составе следует применять привод, который обеспечивает скоростей наивысшие энергетические показатели в указанном режиме работы. Такой подход реализован на электропоезде ЭР200 [7].

При выборе мощности тягового привода также следует уделять внимание конфигурации поезда. Зарубежный опыт показывает, что технико-экономические и потребительские свойства пассажирского подвижного состава определяются условиями их эксплуатации [3]. Как правило, железнодорожные компании покупают небольшие по численности серии вагонов. Однако эти вагоны сконструированы и оборудованы с учетом всех специфических требований заказчика. В этих условиях для существенного уменьшения капитальных затрат была предложена и получила широкое развитие концепция модульных платформ, когда подвижной состав фактически комбинируется из типоразмерного ряда унифицированных модулей различного назначения. Сегодня это – типовое решение, предлагаемое практически всеми ведущими мировыми производителями подвижного состава для перевозки пассажиров. Предлагаемый подход к выбору мощности тягового привода хорошо сочетается с модульной концепцией построения состава, поскольку уменьшение мощности оборудования, как правило, ведёт к уменьшению его габаритов.

Таким образом, основными требованиями к тяговому приводу скоростного состава можно считать: высокие энергетические показатели в эксплуатационных режимах, обеспечение перегрузки в пусковом режиме.

Эти требования могут быть успешно реализованы приводами переменного тока на основе асинхронных и синхронных двигателей – с постоянными магнитами, реактивными индукторными, с аксиальным магнитным потоком. Повышению общего КПД привода может способствовать внедрение безредукторного тягового привода. Однако при выборе типа тягового двигателя необходимо учитывать его перегрузочную способность.

Вывод. Выбор мощности тягового привода скоростного электроподвижного состава рационально производить из условия обеспечения движения с эксплуатационной скоростью. Для обеспечения пускового ускорения тяговый привод должен допускать кратковременную перегрузку.

Литература: 1. Корниенко В. В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт [Текст] / В. В Корниенко, В. И. Омельяненко – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Басов Г.Г., Мищенко К.П. Разработка типажа современного моторва-

гонного подвижного состава для украинских железных дорог // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, 2003. – № С.90-91 3. А.И. Лещёв, К.П. Солтус, Н.В. Фошкина. Особенности тяговых расчётов при проектировании электропоездов // Электровозостроение: сб. научн. тр. / ОАО «Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения» (ОАО «ВЭлНИИ»). – Т.39 – Новочеркасск, 1998. – с.127-133. 4. Гетьман Г.К. Научные основы определения рационального мощностного ряда тяговых средств железнодорожного транспорта [Текст]: монография / Г.К. Гетьман. – Д.: Изд. Днепр. нац. ун-та ж/д трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2008. – 444 с. 5. Л.В. Гуткин, Ю.Н. Дымант, И.А. Иванов. Электропоезд ЭР200. – М., Транспорт, 1981 г. – 192 с. 6. А.И. Лещёв, К.П. Солтус. Обзор законов управления для электропоездов с асинхронными тяговыми двигателями // Электровозостроение: сб. научн. тр / ОАО «Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения» (ОАО «ВЭлНИИ»). – Т.39 – Новочеркасск, 1998. – с.121-127. 7. Назаров О.Н. Типаж и технические требования к перспективному подвижному составу // Железнодорожный транспорт, 2003. – №2.

Омельяненко В.І., Любарський Б.Г., Рябов Є.С.

**ДО ПИТАННЯ РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ
ШВИДКІСНОГО ЕЛЕКТРОПОЇЗДА**

Розглянуто загальні принципи щодо вибору потужності тягового швидкісного електропоїзду.

Omelyanenco V.I., Lyubarskiy B.G., Ryabov E.S.

TO QUESTION OF COMPUTATION OF POWER OF HAULING DRIVE OF SPEED ELECTRIC TRAIN

General principles are considered in relation to the choice of power of hauling speed to the electric train.

УДК 629.1.032

Пильова Т.К.

**МЕТОДИКА ОЦІНКИ СТИЙКОСТІ ОПОРНОЇ ЧАСТИНИ
ГУСЕНИЦІ ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ
НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ
УЗАГАЛЬНЕНОГО КРИТЕРІЮ ЇЇ ЖОРСТСКОСТІ**

Постановка проблеми. Гусеници транспортних засобів (ТЗ), що устатковані гумо-металевими шарнірами (ГМШ), мають склонність до втрати стійкості нижньої частини гусеничного обводу (ГО) при наїзді зовнішнім або внутрішнім краєм однієї з них на перешкоду певної висоти. Вказане негативне явище призводить до повної або часткової втрати працездатності машини. Механізм втрати стійкості пов'язують зі втратою напрямної функції гребенів траків, яка порушується при їх силовій взаємодії з прорізом опорного котка (ОК) машини. Критичним в цій взаємодії є вихід ОК на верхівку гребеня трака (траків), що призводить до скидання гусеници.

Одним з найбільш впливових факторів на процес втрати стійкості обводу є жорсткість гусеници на крученні. В той же час остання не може виступати кількісним критерієм оцінки стійкості, бо в свою чергу залежить від ряду параметрів, які неоднознач-

но впливають на неї. Наведена проблема може бути розв'язана введенням узагальнено-го критерію оцінки жорсткості з позиції стійкості гусеничного обводу транспортного засобу.

Аналіз літератури. Процес втрати стійкості опорної частини ГО гусеничної машини при її наїзді за наведених умов на перешкоду є недостатньо вивченим. Відомі наступні методики оцінки стійкості:

1. В експериментальній методиці, див. [1], критерієм оцінки втрати стійкості обводу гусеничної машини виступає перешкода, яку вона може здолати. Мірою початку втрати стійкості є факт бокового дотику гребенів гусениці з прорізом ОК, повної втрати стійкості – виходу ОК на верхівки гребенів;

2. Теоретичні методики дослідження стійкості гусеничного обводу будуються на спрощених математичних моделях гусениці або її частин. Так в [2] розглядається гусениця, що по всій своїй довжині обирається на перешкоду. Гусениця представлена у вигляді анізотропної пластинки з розподіленою по довжині жорсткістю, що знаходиться під дією вертикального навантаження та моменту кручення. Взаємодія гусениці з ОК у моделі відсутня.

Методика [1,3] враховує взаємодію гусеници з ОК. Гусениця представлена у вигляді однорідного стрижня, що має жорсткість на згин та кручення. Тут запропоновано оцінювати стійкість опорної частини ГО по відносному положенню гусениці й ОК та проведено аналіз впливу жорсткості гусениці на її стійкість.

Всі запропоновані методики використовують величину жорсткості як дану, що не дає змоги врахувати вплив на її величину конструктивних параметрів гусениці.

Основний розділ. Подальші пошуки методик оцінки стійкості ГО привели до наведеного нижче моделювання цього процесу.

Відомо, що моменту втрати стійкості обводу у випадку, що нами розглядається, передує збільшення кута ψ нахилу гусениці відносно свого початкового положення на рівній поверхні [1]. На рис.1 зображено черговість положень гребеня гусениці і прорізу ОК машини при різних положеннях останнього відносно перешкоди. Тут варіант *a* відповідає початковому положенню гусениці, *b* – відсутності контакту гребеня в прорізі ОК; *c* – kontaktу гребеня з ОК; *g* – критичному стану, безпосередньо перед втратою стійкості.

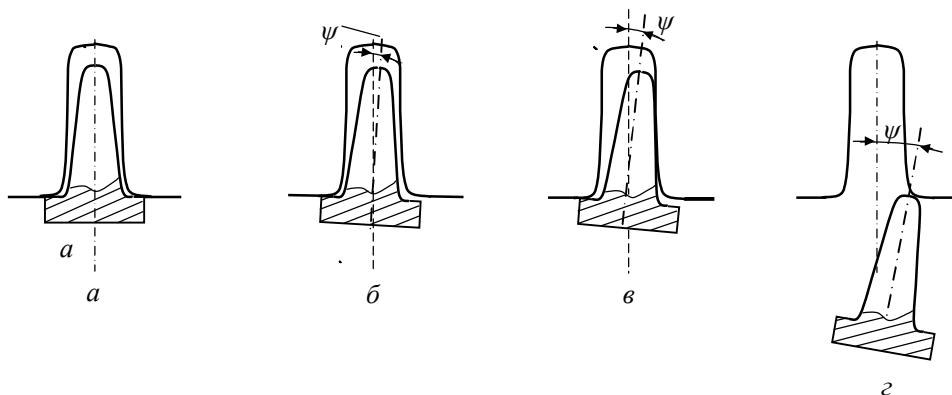


Рис.1. Можливі положення гребеня гусениці в прорізі ОК:
a – початковий стан на площині; *b* – відсутність контакту гребеня з ОК;
c – контакт гребеня з ОК; *g* – критичний стан гребеня відносно прорізу ОК

При порівнянні двох гусениць, що опираються одним краєм на перешкоду однієї висоти, гусениця, що має більшу жорсткість на кручення, буде відхилятися на менший кут ψ . Іншими словами, більш жорсткій гусениці відповідає досягнення стану φ на більшій за висотою перешкоді. Останнє дає можливість розглядати кут нахилу гребеня в зоні перешкоди як узагальнений критерій оцінки жорсткості гусениці транспортного засобу з позиції стійкості її опорної поверхні в зоні перешкоди.

Нижче представлена методика визначення цього кута з урахуванням конструктивних параметрів гусеници, яка бере до уваги наступне:

1. Вирішення задачі оцінки стійкості гусениці ТЗ на основі узагальненого критерію її жорсткості будемо здійснювати для різних гусениць, що знаходяться в однакових умовах щодо перешкоди.

Під час наїзду краєм гусеници на перешкоду має місце її деформування не менше ніж під трьома розташованими поряд ОК. За таких умов можливі варіанти її обпирання на ґрунті зображені на рис. 2.

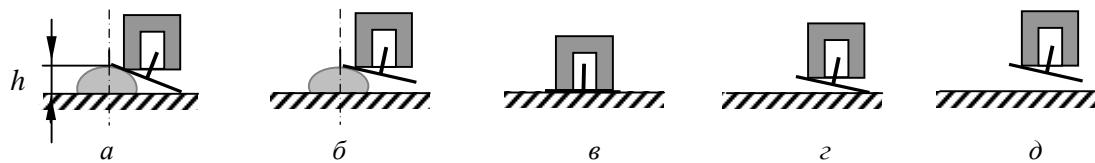


Рис. 2. – Можливі варіанти обпирання гусеници на ґрунті при доланні по одиночкої перешкоди: *а* – двобічне обпирання біля верхівки перешкоди; *б* – однобічне обпирання біля верхівки перешкоди; *в* – обпирання по всій ширині гусениці біля основи перешкоди; *г* – однобічне обпирання біля основи перешкоди; *д* – відсутність обпирання біля основи перешкоди

Будемо розглядати випадок, коли гусениця під середнім з цих котків однобічно обпирається зовнішнім краєм на верхівку перешкоди заданої висоти h (рис. 2*б*), як найбільш складний в порівнянні до випадку на рис. 2*а*. Для гусениці під двома іншими котками, що знаходяться за межами перешкоди, виберемо контакт з ґрунтом по всій її ширині (рис. 2*в*). Розгляд цього варіанту навантаження достатньо для вирішення задачі оцінки жорсткості гусениці ТЗ з позиції її стійкості. Дослідження питання втрати стійкості опорної частини ГО в реальних умовах потребує розгляду майже її всієї, тобто урахування в моделі випадків, зображених на рис. 2*г,д* під іншими ОК.

Симетричне розташування двох крайніх ОК по відношенню до перешкоди дозволяє виконати перетин по площині симетрії перешкоди і розглядати проміжок гусениці між двома опорними котками (див. рис. 3). Обпирання гусеници на перешкоду здійснюється в точці *I* перетину А-А.

2. Податливість ґрунту відсутня.
3. Моделюються умови знаходження перешкоди під гусеницею та тим ОК машини, що спричиняє найбільше навантаження гусениці N_m (див. рис.3) в даних умовах. Значення N_m встановлюється з моделювання перешкоди під різними ОК.
4. Враховується можливий контакт гребеня і прорізу ОК (рис.1*в*).
5. Поверхня прорізу ОК вважається жорстким упором.
6. Розрахунковий проміжок гусениці у повздовжньому напрямі навантажений зусиллями розтягу.

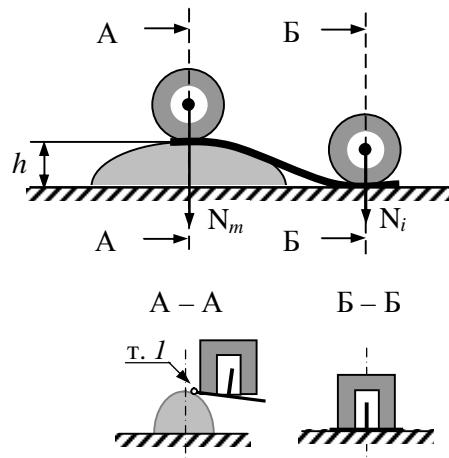


Рис.3. Умови навантаження гусениці

Виходячи зі складності конструкції гусениці, умов її навантаження та опору, кут нахилу гребеня гусениці в зоні перешкоди визначається з допомогою МКЕ. Модель розрахункової ділянки формується об'єднанням в ланцюжок потрібної кількості траків. Модель одного траку має конструкцію максимально наближену до реальної і відповідає наведений в [4]. Поперечний перетин розрахункової ділянки гусениці біля верхівки перешкоди, що долається, проходить через вісь пальця і наданий на рис. 4. Зусилля від ОК на гусеницю передається в точці В кромки бігової доріжки.

Кут нахилу гребеня гусениці в найвищій точці перешкоди визначається з умов рівноваги між ОК, що знаходиться на верхівці перешкоди, та деформованою гусеницею. Для визначення стану рівноваги застосовується методика розрахунку розподілу зусиль по опорним коткам машини з використанням методу послідовних наближень. Останнє відтворюється наступним чином:

1. Виходячи з відомого положення ОК, яке на початок розрахунку визначається висотою перешкоди h , на основі розв'язання статичної задачі рівноваги машини отримують величину зусилля N_m , що діє на гусеницю від опорного котка.
2. З використанням МКЕ визначаються деформований стан розрахункової ділянки гусениці, кут нахилу гребеня трака гусениці ψ , що перебуває в зоні перешкоди, та величина просідання гусениці під опорним котком (в точці В) Δy_B .

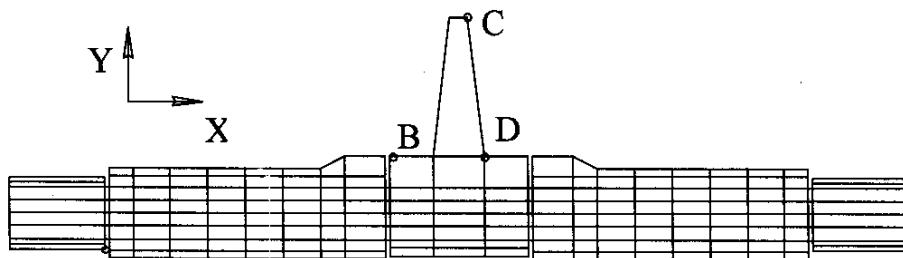


Рис.4. Поперечний перетин розрахункової ділянки гусениці

Методика визначення кута ψ складається з *двох етапів*.

На першому етапі здійснюється визначення деформованого стану проміжку гусеници, що розглядається, в припущення, що контакт між гусеницею та прорізом ОК ві-

дсутній. За отриманими результатами перевіряється можливість виходу точок лінії CD поверхні гребеня (рис. 4) за межі поверхні прорізу ОК. Якщо гребень не може вийти за межі прорізу, тобто очікуваного контакту немає, то деформований стан вважається визначеним і розрахунок завершується. В іншому разі (якщо є підтвердження такої можливості) розпочинають другий етап розрахунку – деформований стан ділянки гусениці визначається ще раз за умови урахування контакту гребеня та ОК.

3. Виходячи з визначененої в п. 2 величини просідання гусениці під опорним котком Δy_B , визначається нове положення опорного котка h^* :

$$h^* = h - \Delta y_B.$$

4. Розрахунок повторюється з п.1, де в якості h тепер використовується h^* .

Умовою завершення розрахунку є досягнення рівноваги між гусеницею та ОК, коли різниця між двома значеннями кута нахилу гребеня ψ , отриманими з двох послідовних розрахунків, знаходиться в межах заданої похибки δ .

Висновок. Запропонована методика дозволяє визначити кут нахилу гребеня гусениці біля верхівки долаємої перешкоди з метою використання його в якості узагальненого критерію оцінки жорсткості гусениці ТЗ з точки зору стійкості її опорної поверхні в зоні перешкоди.

Література: 1. Писарев В.П. Устойчивость гусеничного движителя быстроходного транспортного средства / В.П. Писарев – Харьков: ХГПУ, 1997. – 174 с. 2. Волков Ю.П., Селивановских В.А. Исследование деформации жестких гусениц транспортных иашин // Труды ЛПИ. Л.: ЛПИ, 1970. – №316. – С.188 – 194. 3. Писарев В.П. Устойчивость опорной части гусеничного движителя / В.П. Писарев // Механіка та машинобудування. – 1997. – №1. – С. 89 – 91. 4. Пылева Т.К. Исследование резервов совершенствования конструкции гусеницы ВГМ на основе критериев ее жесткости, устойчивости и массы / Т.К. Пылева // Механіка та машинобудування. – 1997. – №1. – С. 92 – 96.

Пылева Т.К.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ОПОРНОЙ ЧАСТИ
ГУСЕНИЦЫ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ
НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ОБОБЩЕННОГО КРИТЕРИЯ ЕЕ ЖЕСТКОСТИ

Предложена методика оценки устойчивости опорной части гусеницы с резино-металлическим шарниром. В качестве обобщенного критерия жесткости использован угол наклона гребня гусеницы у вершины преодолеваемой неровности.

Pylyova T.K.

TECHNIQUE OF THE ESTIMATION OF STABILITY
OF THE BASIC PART OF THE CATERPILLAR
OF THE TRANSPORT VEHICLE ON THE BASIS OF USE
OF THE GENERALIZED CRITERION OF ITS RIGIDITY

The technique of an estimation of stability of a basic part of a caterpillar with the rubber-metallic hinge is offered. As the generalised criterion of rigidity the corner of an inclination of a crest of a caterpillar at top of overcome roughness is used.

УДК 631.37

Ребров А.Ю.

РАСЧЕТ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МТА НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Введение

При расчете тяговых характеристик тракторов традиционно используется внешняя скоростная характеристика двигателя [1], что позволяет определить потенциальные тяговые способности трактора при работе с полной подачей топлива. Однако в эксплуатации зачастую нагрузочные и скоростные режимы работы двигателя не соответствуют внешней скоростной характеристике. При этом следует отметить, что минимум удельного расхода топлива даже на внешней скоростной характеристике дизельного двигателя находится между частотами вращения коленчатого вала, соответствующими режимам максимальной мощности и максимального крутящего момента.

Также классический тяговый расчет трактора выполняется без учета конкретного сельскохозяйственного орудия, при условии, что загрузка двигателя на каждом скоростном режиме максимальная и соответствует внешней скоростной характеристике двигателя, что справедливо при определении потенциальных тяговых качеств трактора-тягача.

Поэтому, учитывая тот факт, что классический тяговый расчет не привязывается к сельскохозяйственному орудию, актуальным является определение тяговых характеристик трактора в составе машинотракторного агрегата (МТА).

Анализ последних достижений и публикаций

Задача по определению тяговых характеристик МТА на базе колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом эффекта буксования и увеличения скоростного сопротивления сельскохозяйственного орудия, решалась во многих работах [1-2], однако практически всегда частичные режимы работы двигателя не рассматривались.

Известно [3-4], что минимальный удельный расход топлива двигателем находится в интервале частот вращения коленчатого вала, соответствующем от режима максимального крутящего момента до режима максимальной мощности. При этом загрузка двигателя находится в пределах 80-90%.

Если взять за основу методику тягового расчета, приведенную в работе [5], и трансформировать ее с учетом частичной загрузки двигателя [3-4], то получим методику расчета тяговых характеристик МТА с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. Это позволит выявить наиболее рациональные режимы работы двигателя при агрегатировании соответствующими сельскохозяйственными орудиями.

Цель и постановка задачи

Целью настоящей работы является создание методики тягового расчета колесного трактора в составе МТА с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя с использованием его многопараметрической характеристики [3-4].

Варьирование загрузкой двигателя позволит определить необходимую ширину захвата орудия и диапазон возможных скоростей движения, а также максимум производительности МТА и минимум погектарного расхода топлива. Расчет производится на примере трактора ХТЗ-150К-09.

Математическая модель и алгоритм решения задачи

Тяговый расчет трактора начинается с выбора массы трактора и мощности двигателя, которые обеспечивают выполнение энергонасыщенных операций при заданной скорости движения. Выбор массы трактора и мощности его двигателя в данной работе не рассматривается. Остановимся на методике тягового расчета колесного трактора в агрегате с плугом.

Смоделируем внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя, у которого коэффициент приспособляемости по крутящему моменту [1] не превышает 1,2, что справедливо для дизелей производства стран СНГ. Для таких двигателей при отсутствии данных по экспериментально снятой внешней скоростной характеристике можно воспользоваться одним из способов аппроксимации (параболой, повернутой параболой, эллипсом, кубическими сплайнами). Применим аппроксимацию параболой, причем возьмем ее нормированной, так, чтобы в номинальном режиме значение крутящего момента равнялось 1. Тогда корректорная ветвь описывается выражением:

$$M_k = \frac{u^2 + (1-2 \cdot u) \cdot k_M}{(1-u)^2} + \frac{2 \cdot (k_M - 1) \cdot u}{(1-u)^2} \cdot \left(\frac{w}{w_{\text{ном}}} \right) - \frac{(k_M - 1)}{(1-u)^2} \cdot \left(\frac{w}{w_{\text{ном}}} \right)^2, \quad (1)$$

где k_M – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту;

u – коэффициент приспособляемости по частоте вращения;

$w_{\text{ном}}$, w – номинальная и текущая частота вращения коленчатого вала двигателя соответственно.

Регуляторная ветвь описывается выражением:

$$M_p = \left(\frac{w_x - w}{w_x - w_{\text{ном}}} \right), \quad (2)$$

где w_x – максимальная частота вращения двигателя.

Нормированный крутящий момент двигателя:

$$M_d = \begin{cases} M_k, & w \in [w_{\min}, w_{\text{ном}}] \\ M_p, & w \in (w_{\text{ном}}, w_x] \end{cases}, \quad (3)$$

Обозначим коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту:

$$k_{3M} = \frac{M}{M_{\text{ном}}}, \quad (4)$$

$M_{\text{ном}}$, M – номинальный и текущий крутящий момент двигателя соответственно.

Коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту будем изменять в пределах $[k_{\min}, k_M]$, где $k_{\min} = (0,2 \dots 0,3)$, [4]. Значение k_{3M} ограничивается

нормированным крутящим моментом двигателя, соответствующим внешней скоростной характеристике на каждом скоростном режиме:

$$k_{3M} = \begin{cases} k_{3M}, & k_{3M} < M_d \\ M_d, & k_{3M} \geq M_d \end{cases}, \quad (5)$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_{db} = M_{nom} \cdot k_{3M}, \quad (6)$$

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю:

$$P_{km} = \frac{M_{db} \cdot u_2 \cdot h_{tp2}}{r_{c2}} \quad (7)$$

u_2 , h_{tp2} – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода основного (заднего) ведущего моста;

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

Вес, приходящийся на переднее и заднее колеса:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left(P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{kp}}{L}}{2}; \quad G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left(P_{km} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{kp}}{L}}{2} \quad (8)$$

где l_1 , l_2 , h_{kp} – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно.

Параметры, характеризующие деформацию шин и площадь пятна контакта можно определить согласно [5].

Коэффициент сопротивления качению:

$$f_i = \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (9)$$

где k_0 – коэффициент объемного смятия почвы;

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

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

$$P_{k1} = \frac{M_{db} \cdot u_1 \cdot h_{tp1}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G}; \quad P_{k2} = \frac{M_{db} \cdot u_2 \cdot h_{tp2}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G} \quad (10)$$

u_1 , h_{tp1} – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода дополнительного (переднего) ведущего моста;

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с

грунтом. Такое несоответствие характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [1]:

$$k_h = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i}. \quad (11)$$

Максимально возможная по сцеплению с почвой касательная сила тяги моста трактора определяется зависимостью:

$$P_{kj_i} = 2 \cdot (c_c \cdot F_{ki} + G_i \cdot \operatorname{tg}(j_c)), \quad (12)$$

где C_c , k_c , j_c – коэффициенты, характеризующие свойства почвы;
 F_{ki} , – площадь пятна контакта колеса.

Буксование колес переднего моста определяется решением уравнения:

$$\begin{aligned} P_{k1} + P_{k2} &= P_{kj_1} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1-d_1)}{d_1 \cdot a_{k1}} \cdot \left(1 - e^{\frac{-d_1 \cdot a_{k1}}{k_c \cdot (1-d_1)}} \right) \right) + \\ &+ P_{kj_2} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1 - (1 - k_h \cdot (1 - d_1)))}{(1 - k_h \cdot (1 - d_1)) \cdot a_{k2}} \cdot \left(1 - e^{\frac{-(1 - k_h \cdot (1 - d_1)) \cdot a_{k2}}{k_c \cdot (1 - (1 - k_h \cdot (1 - d_1)))}} \right) \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Буксование колес заднего моста:

$$d_2 = (1 - k_h \cdot (1 - d_1)) \quad (14)$$

Полученные значения буксования мостов по формулам (13), (14) согласованы и удовлетворяют условию (15) совместного движения вместе с трактором при одинаковой действительной скорости:

$$V_{t1} \cdot (1 - d_1) = V_{t2} \cdot (1 - d_2). \quad (15)$$

Касательные силы тяги мостов:

$$P_{ki} = P_{kj_i} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1 - d_i)}{d_i \cdot a_{ki}} \cdot \left(1 - e^{\frac{-d_i \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - d_i)}} \right) \right) \quad (16)$$

Скорость движения трактора:

$$V = V_1 = \frac{W \cdot r_{k1}}{u_1} \cdot (1 - d_1) = V_2 = \frac{W \cdot r_{k2}}{u_2} \cdot (1 - d_2) \quad (17)$$

Ширина захвата плуга определяется с использованием формулы В.П. Горячкina:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{ki} - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_n \cdot G_n}{k \cdot h \cdot \left(1 + \frac{e}{k} \cdot V^2\right)} \quad (18)$$

где G_n – вес плуга;

f_n – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

k , e - коэффициенты, характеризующие сопротивление пласти деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

h – глубина вспашки.

Сила тяги на крюке:

$$P_{kp} = f_n \cdot G_n + k \cdot B \cdot h \cdot \left(1 + \frac{e}{k} \cdot V^2\right). \quad (19)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (20)$$

Часовой расход топлива:

$$G_t = g_e \cdot M \cdot w, \quad (21)$$

где g_e – удельный расход топлива, моделируется в зависимости от скоростного и нагрузочного режима [4].

Коэффициент загрузки двигателя по мощности:

$$e_N = \frac{M \cdot w}{N_{hom}}. \quad (22)$$

Погектарный расход топлива кг/га:

$$W = \frac{G_t}{S}. \quad (23)$$

Таким образом, представленная математическая модель позволяет оценить функциональные качества и тяговые характеристики пахотного МТА на базе колесного трактора.

Анализ результатов реализации математической модели

Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ-150К-09 весом 80,05 кН с двигателем ЯМЗ-236Д номинальной мощностью 128,7 КВт и шинами 21,3 R24; внутришинное давление передних колес – 0,12 МПа, задних – 0,1 МПа, глубина вспашки $h = 0,3$ м; $h_{tp} = 0,87$; почва – средний суглинок: $k = 50$ кН/м²; $f_n = 0,5$; $\epsilon = 2,5$ кН·с²/м⁴; $C_c = 7300$ Па; $k_c = 0,02$ м; $j_c = 30^0$; $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$ Н/м².

Расчеты производились для выполнения пахотных работ трактора в агрегате с плугом массой 900 кг. В ходе построения тяговых характеристик выявлялись характерные режимы работы МТА:

1. режим максимальной производительности;
2. режим максимального тягового КПД;
3. режим минимального погектарного расхода топлива за час чистого времени.

Параметры работы МТА в характерных режимах приведены в табл. 1, а значения производительности (S , га/ч), скорости движения (V , м/с), ширины захвата орудия (B , м) и погектарного расхода топлива (W , кг/га) на 1-3 передачах в всем нагрузочно-скоростном диапазоне работы двигателя приведены на рис. 1-3. На рис. 1-3 указаны точки, соответствующие характерным режимам: \circ – режим максимальной производительности; Δ - режим максимального тягового КПД; \square - режим минимального погектарного расхода топлива за час чистого времени. Зависимости построены в координатах (n - M), характерных для построения многопараметрических, универсальных характеристик двигателей внутреннего сгорания.

Таблица 1 – Характерные режимы работы пахотного МТА

Режим	S , га/ч	ω , р/с	B , м	δ_1 , %	δ_2 , %	N_{kp} , кВт	P_{kp} , кН	V , м/с	W , кг/га	η_{kp}	k_M	ε_N
1 передача												
S_{max}	1,339	220	1,81	13,49	12,58	76,87	37,34	2,06	21,13	0,66	1,00	1,00
N_{kpmax}	1,339	220	1,81	13,49	12,58	76,87	37,34	2,06	21,13	0,66	1,00	1,00
W_{min}	0,997	169	1,70	10,66	10,08	54,42	33,38	1,63	18,75	0,47	0,91	0,70
2 передача												
S_{max}	1,220	207	1,42	9,77	9,34	75,96	31,89	2,38	21,86	0,66	1,03	0,97
N_{kpmax}	1,212	220	1,32	9,15	8,82	78,34	30,75	2,55	23,35	0,68	1,00	1,00
W_{min}	1,067	168	1,53	9,72	9,29	61,50	31,80	1,93	20,26	0,53	1,03	0,79
3 передача												
S_{max}	1,106	198	1,17	7,83	7,75	73,96	28,06	2,64	23,25	0,64	1,05	0,95
N_{kpmax}	1,084	220	1,02	7,13	7,20	78,04	26,47	2,95	26,11	0,67	1,00	1,00
W_{min}	1,057	164	1,35	8,56	8,33	64,12	29,58	2,17	21,82	0,55	1,10	0,82

Анализ полученных данных показывает, что режим максимальной производительности не всегда совпадает с номинальным режимом работы двигателя, в то время как режим максимального тягового КПД всегда соответствует номинальному режиму работы двигателя. С уменьшением передаточного числа трансмиссии или повышением номера передачи указанные режимы отдаляются. При этом загрузка двигателя по крутящему моменту возрастает, а по мощности снижается: т.е. более энергетически выгодно осуществлять вспашку при большей ширине захвата плуга с небольшой перегрузкой двигателя, но при меньшей скорости движения. Это связано с возрастанием скоростного сопротивления плуга с увеличением скорости.

Топологические тяговые характеристики (рис. 1-3) также дают возможность определить рациональный скоростной режим работы двигателя. Так на 1 передаче ХТЗ-150К-09 на указанном фоне наиболее рационально агрегатировать 5-ти корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1700-2100 об/мин, что обеспечит производительность 1,1-1,3 га/ч. Максимум производительности при 2100 об/мин и скорости 2,05 м/с при буксовании 12-14% и расходе топлива около 21 кг/га, а минимум расхода топлива при 1700 об/мин (около 19 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

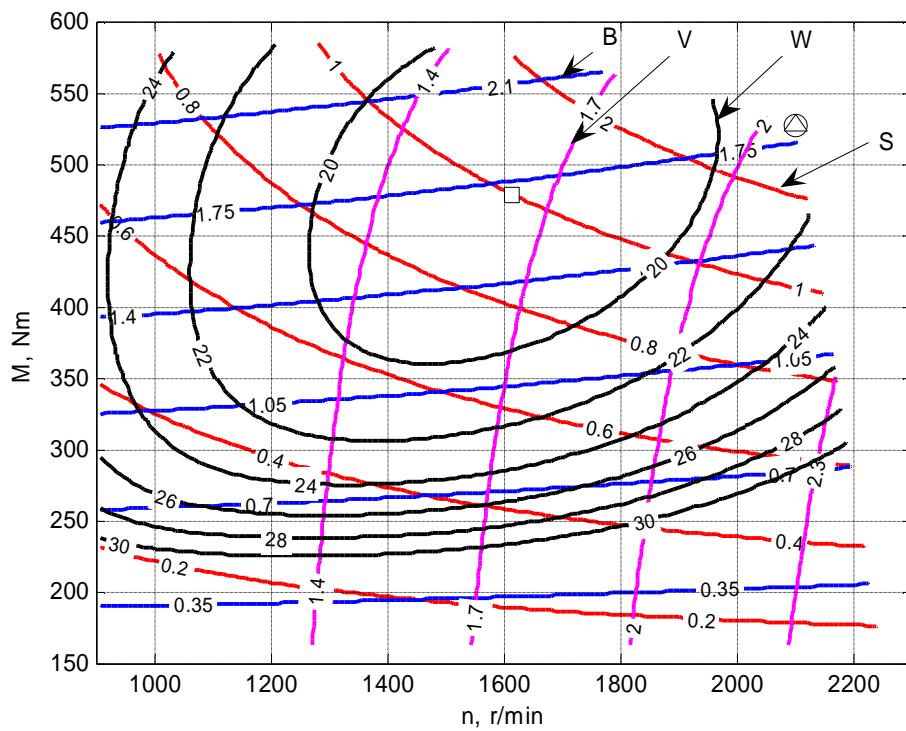


Рисунок 1 – Параметри роботи МТА на 1 передаче

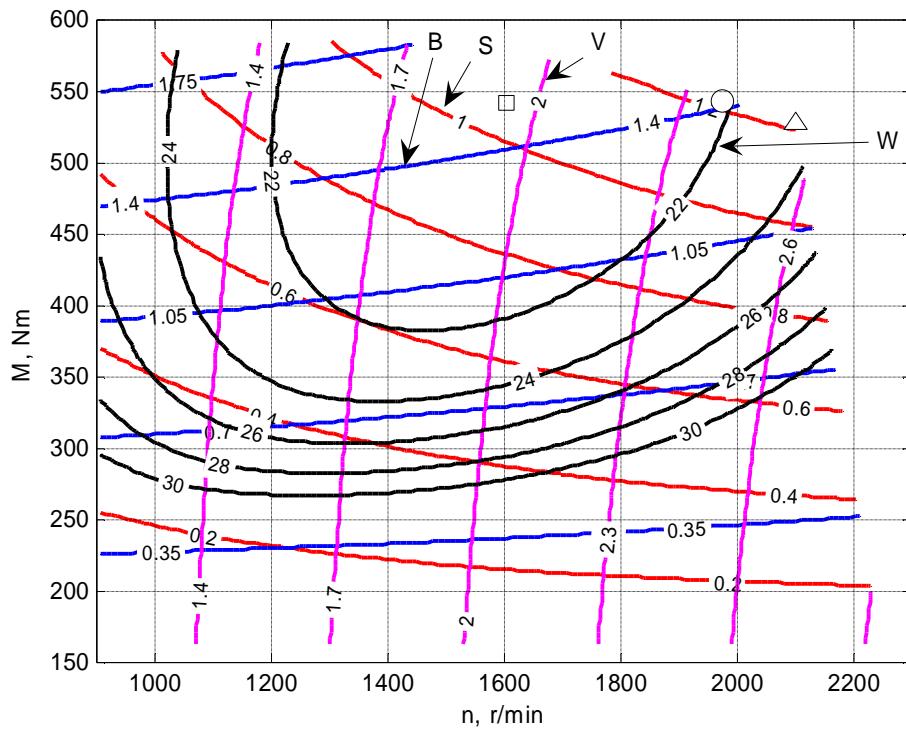


Рисунок 2 – Параметри роботи МТА на 2 передаче

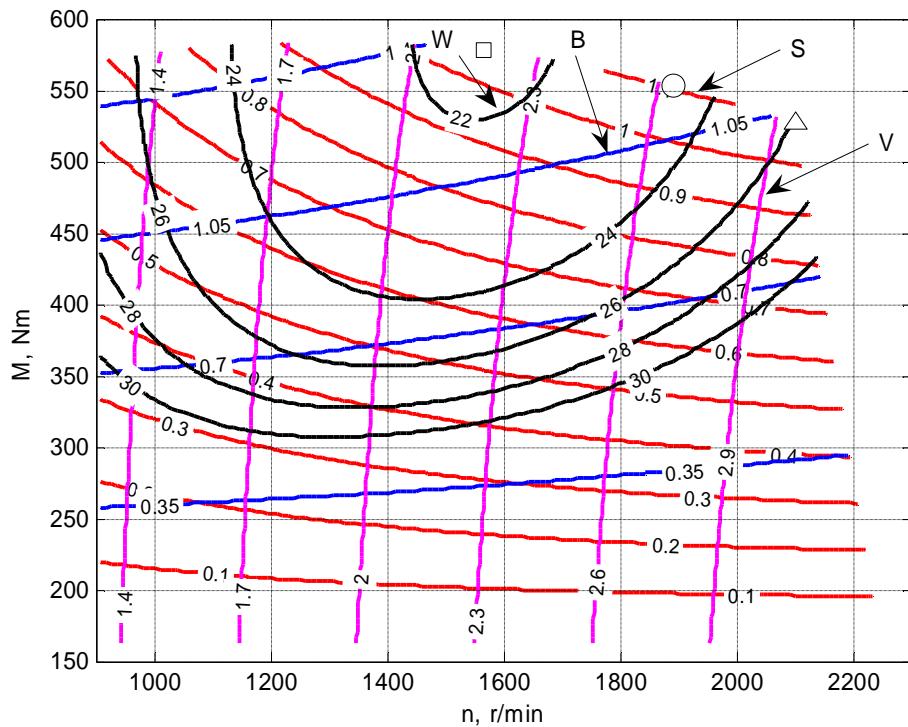


Рисунок 3 – Параметри роботи МТА на 3 передаче

На 2 передаче трактор рационально агрегатировать 4-х корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1400-2000 об/мин, что обеспечит производительность 0,85-1,2 га/ч. Максимум производительности при 2000 об/мин и скорости 2,4 м/с при буксовании 9-10% и расходе топлива около 22 кг/га, а минимум расхода топлива при 1600 об/мин (около 20,5 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

На 3 передаче трактор рационально агрегатировать 3-х корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1200-2100 об/мин, что обеспечит производительность 0,65-1,05 га/ч.

Максимум производительности при 2100 об/мин и скорости 2,9 м/с при буксовании 7-8% и расходе топлива около 25,5 кг/га, а минимум расхода топлива при 1500 об/мин (около 22,5 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

Выводы

- Предложенная методика позволяет определить тяговые показатели МТА на базе колесного трактора во всем нагрузочно-скоростном диапазоне работы двигателя.
- Заложенный алгоритм расчета дает возможность оценить рациональность агрегатирования по критериям производительности и погектарного расхода топлива.

Литература: 1. Кутъков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 2. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 3. Новиков Г.В. Система адаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с бесступенча-

той трансмиссией. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – № 1. М.: – 2006. – С. 17-20. 4. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згоряння // Вісник КДПУ імені М. Остроградського. Випуск 1/2009 (54). Частина 1. – С. 93-96. 5. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Розвитие класических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – № 58. – С. 11–20.

Ребров О.Ю.

РОЗРАХУНОК ТЯГОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МТА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-ШВИДКІСНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДВИГУНА

Запропоновано методику тягового розрахунку МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом, побудованого в усьому навантажувально-швидкісному діапазоні роботи двигуна. Отримані в ході розрахунку дані дають змогу обґрунтувати раціональне агрегатування та режими роботи МТА на базі колісних тракторів.

Rebrov A.Yu.

CALCULATION OF THE THRUST CHARACTERISTICS OF WHEEL TRACTOR WITH THE PLOW TAKING INTO ACCOUNT THE LOAD-HIGH-SPEED REGIMES OF THE WORK OF ENGINE

The procedure of the tractive calculation of wheel tractor with the plow taking into account the load-high-speed regimes of the work of the engine is proposed.

УДК 681.527

Слюсаренко Ю.А., Галушка Ю.В.

УЛУЧШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН В ПОВОРОТЕ ЗА СЧЁТ СИНТЕЗА ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ГЛАДКИЕ ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОСИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ СТУПЕНЧАТЫМИ БОРТОВЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Постановка задачи. Динамические показатели подвижности и управляемости военных гусеничных машин (ВГМ) существенно зависят от технических характеристик и принципов построения системы управления движением. Анализ динамических процессов управления поворотом ВГМ, показывает, что полная реализация характеристик подвижности, обусловленных ростом удельной мощности силовой установки, может быть обеспечена за счёт применения цифровых систем автоматизированного управления поворотом (САУП). На протяжении последних лет в КП ХКБМ им. А.А. Морозова ведутся работы по созданию целого ряда цифровых систем автоматизированного управления движением ВГМ с бортовыми ступенчатыми планетарными коробками передач (БКП), описание работы которых приведено в [9÷11]. Данные системы являются дальнейшим развитием механогидравлических систем управления и используют тот же способ поворота - включение $n\cdot I^{-\bar{u}}$ передачи на отстающем борту. Быстро действующие цифровая аппаратура управления, реализующая пропорционально-интегрально-

дифференциальный (ПИД) регулятор, электрогидроклапаны пропорционального действия и гидравлические механизмы управления (МУ) БКП, входящие в состав САУП, позволяют значительно повысить быстродействие и точность управления по сравнению с ручными механогидравлическими системами.

В настоящее время в разработанных и прошедших ходовые испытания САУП, используется широтно-импульсно-модулированный (ШИМ) закон управления электрогидроклапанами механизмов управления левой и правой БКП, скважность которого пропорциональна величине управления.

Однако, ШИМ закон управления не позволяет получить требуемую плавность управления, особенно это заметно при входе в поворот рис. 1, поскольку сам является одним из источников низкочастотных возмущений в гидросистеме управления трансмиссией. Известно [12], что момент замыкания фрикционных устройств (ФУ) в БКП, определяющий динамику движения в повороте ВГМ, существенно зависит от текущего значения давления масла подаваемого на управление в бустера ФУ, номера включенной передачи, характеристик грунта и скорости движения. Поэтому для повышения плавности управления ВГМ в повороте кроме высокого быстродействия САУП требуется гладкость и непрерывность регулирования давления масла в бустерах ФУ для управляемого их буксования с целью получения различных радиусов поворота, задаваемых штурвалом.

Гладкость и непрерывность переходных процессов при регулировании давления в бустерах ФУ БКП может быть достигнута при формировании на каждом такте работы САУП сигнала управления в виде напряжения кусочно-линейной формы рис.2, подаваемого на обмотки электромагнитов пропорциональных электрогидроклапанов сцепления-поворота ($\text{ЭГКСП}_{\text{лев/прав}}$), установленных на входе в МУ левой и правой БКП. Это позволяет существенно сгладить пульсации давления рабочей жидкости в бустерах ФУ трансмиссии в процессе их буксования. Проблема возможного «зависания» гидрозолотников управления, вследствие их облитерации, может быть решена путём наложения асцилирующего сигнала рис.2 на сигнал управления $\text{ЭГКСП}_{\text{лев/прав}}$.

Таким образом, обеспечение гладкости и непрерывности регулирования давления в бустерах ФУ за счёт синтеза цифрового регулятора системы автоматизированного управления поворотом с кусочно-линейным (КЛ) законом управления пропорциональными электрогидроклапанами, обеспечивающим гладкие переходные процессы в гидросистеме управления ступенчатыми планетарными БКП, является актуальной задачей.

Цель работы.

Целью настоящей работы является обеспечение плавного изменения радиуса поворота ВГМ за счёт улучшения гладкости переходных процессов в гидросистеме управления трансмиссией путём использования в цифровой системе автоматизированного управления поворотом вместо широтно-импульсно-модулированного закона – кусочно-линейного закона управления электрогидравлическими механизмами управления БКП.

Методы исследования.

Для достижения поставленной цели использовались следующие методы исследования:

- анализ осциллографм переходных процессов параметров объекта управления и работы САУП_{шим} в процессе ходовых испытаний ВГМ, см. рис. 3;
- метод математического моделирования динамических процессов криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности [2], [12], [13];

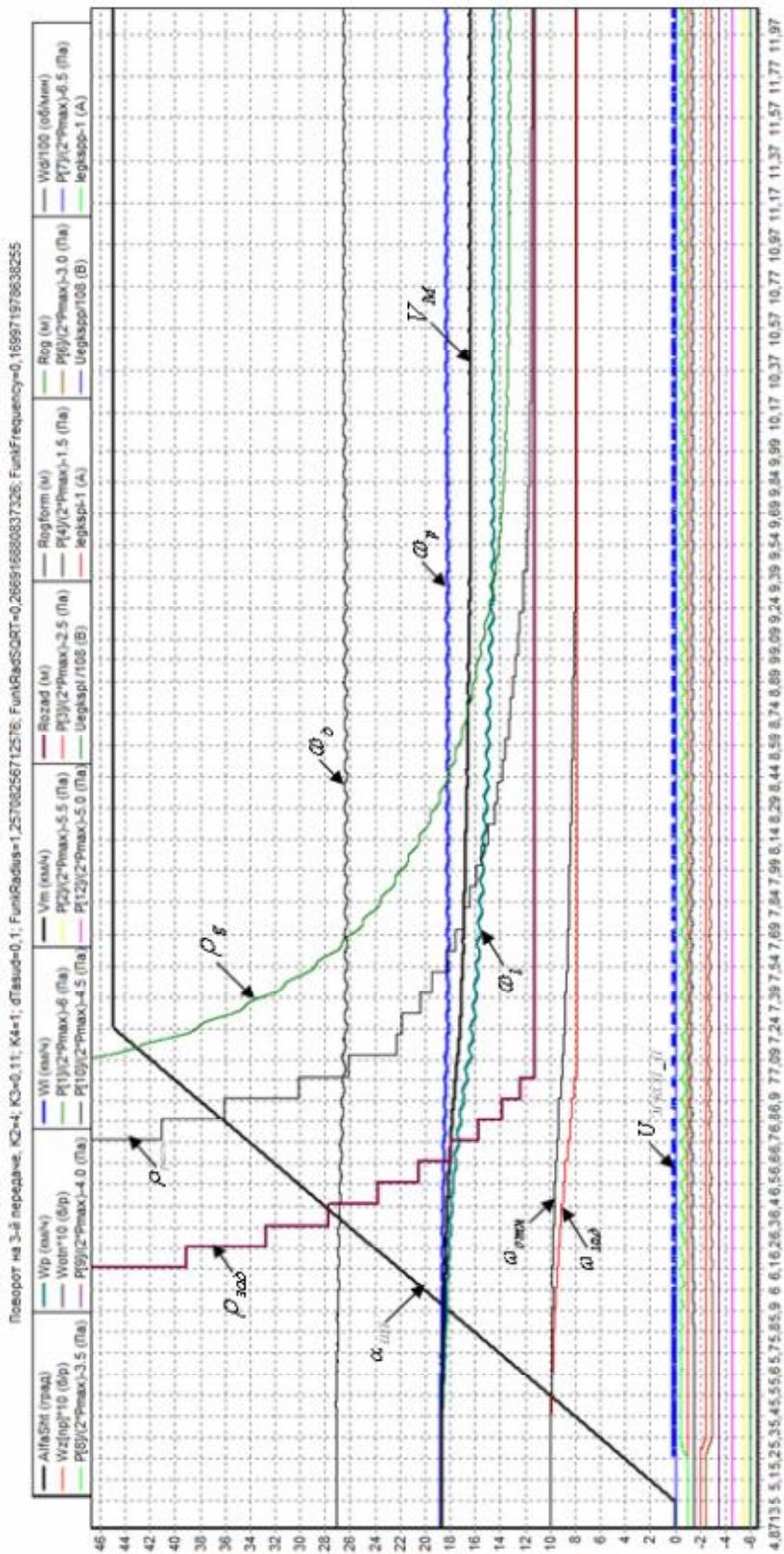


Рис. 1. Поворот ВГМ вправо на третій передач САУПШм (у велично).

Имеют место колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя (ω_d), левого (ω_l) и правого (ω_p) ведущего колеса, а также колебания действительного радиуса поворота изделия (r_p)

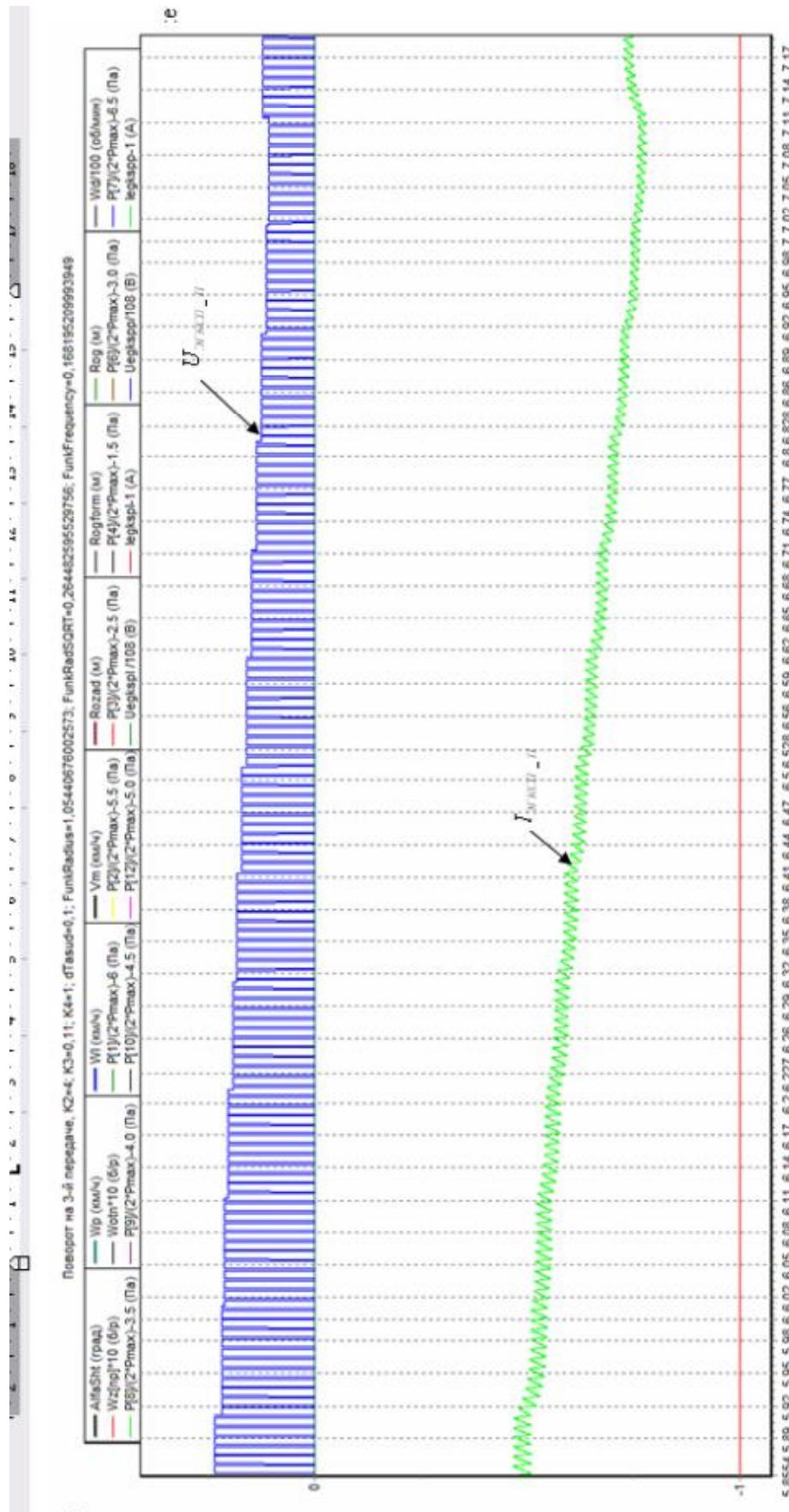


Рис. 2. Поворот ВГМ вправо на третій передач САУПкл (у величині). Залежність тока ($I_{\text{ЭГКСП}_L}$) в обмотці ЭГКСП_{нправ} от напряження управління ($U_{\text{ЭГКСП}_L}$) – кусочно-лінейного сигналу управління с наложенным асцилляціонним сигналом

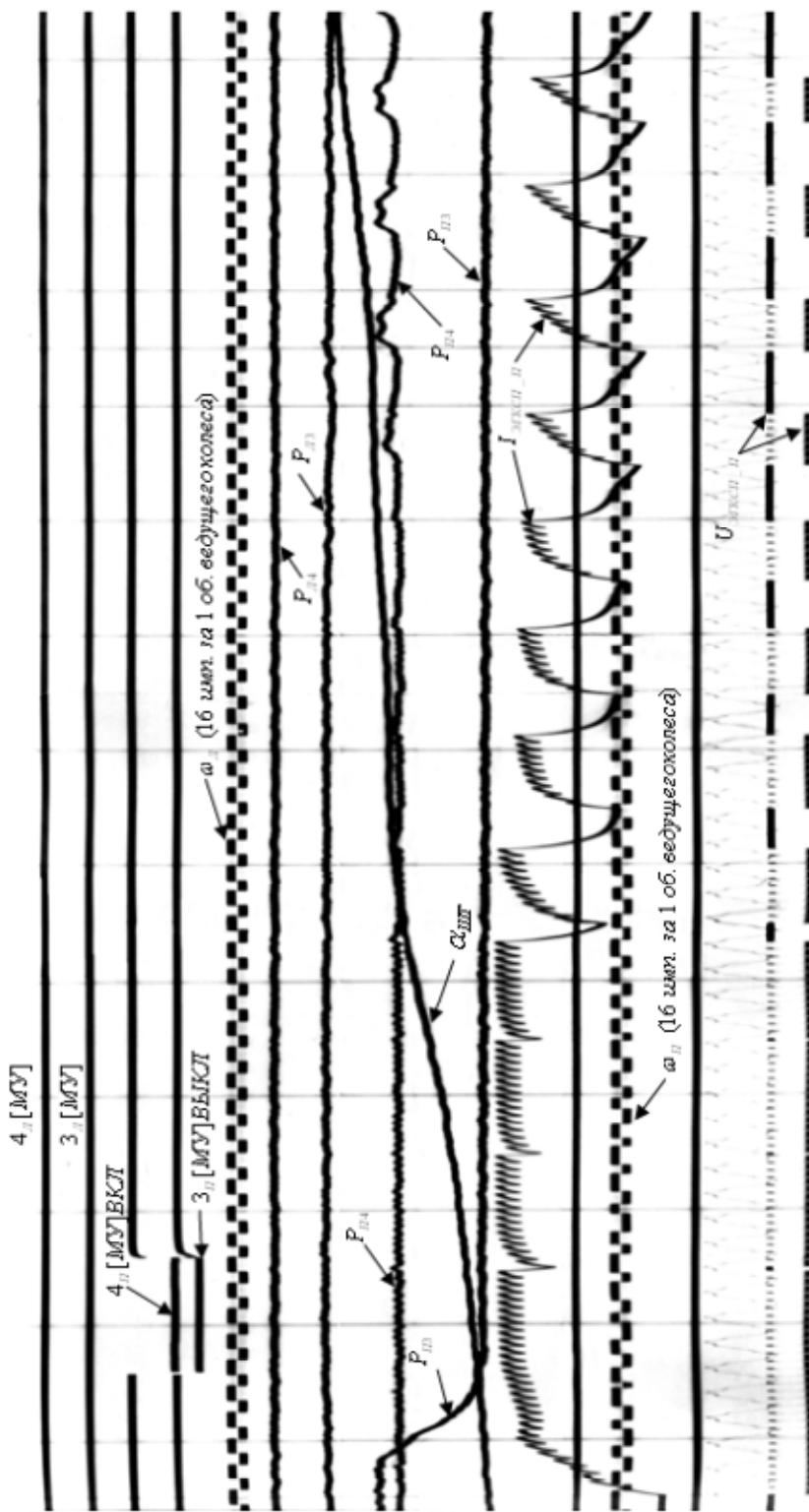


Рис. 3. Осцилограмми параметрів ВГМ, обладнаної САУП_{ЦШМ} з ШІМ сигналом управління ЭГКСП, движение на третьей передаче (начало поворота)

- вариационный метод определения оптимальных коэффициентов усиления цифрового пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора [9];

- анализ качества переходных процессов параметров объекта управления, полученных при математическом моделировании криволинейного движения ВГМ в сравнении с осциллограммами параметров объекта управления и работы САУПшим при проведении ходовых испытаний.

Принципы построения САУП ВГМ.

На рис. 4 приведена развёрнутая функциональная схема работы цифрового пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора САУП_{КЛ} ВГМ, формирующая кусочно-линейный закон управления.

Сигналы с индуктивных датчиков частоты вращения левого и правого ведущих колёс (блоки 2 и 8 рис. 4) после преобразования и фильтрации поступают на вход блока 4 для вычисления относительной частоты вращения ведущих колёс $w_{omn(i)}$, определяющей текущее измеренное значение радиуса поворота ВГМ [1], [5], [6], [12] на i -м такте работы САУП, и далее, значение w_{omn} поступает в блок 12 для вычисления её производной \dot{w}_{omn} .

Одновременно сигналы с датчика положения штурвала $a_{шт}$ и датчика номера включенной передачи n поступают на вход блока 9 для вычисления заданного штурвалом (т.е. задаваемого водителем в процессе движения в зависимости от дорожных условий) текущего требуемого значения относительной частоты вращения ведущих колёс $w_{зад(n)}$, определяющей величину радиуса поворота ВГМ, при этом в блоке 14 вычисляется её производная $\dot{w}_{зад(n)}$.

На каждом такте работы САУП_{КЛ} на вход блока 15 поступают значения параметров w_{omn} , \dot{w}_{omn} , $w_{зад(n)}$, $\dot{w}_{зад(n)}$ для вычисления текущего значения величины управления e .

Коэффициенты усиления $K_{2(n)}$, $K_{3(n)}$ и $K_{4(n)}$ ПИД-регулятора определяются для каждого значения номера включенной передачи в соответствии с вариационным методом [9].

В блоках 16 и 17 формируются значения признаков соответственно левого и правого поворота в зависимости от угла поворота штурвала и номера n включенной передачи.

В зависимости от направления поворота изделия, которое определяется в блоках 18 или 19 схемы рис. 4, в блоках 22 или 23, на каждом такте работы САУП_{КЛ}, происходит формирование текущего ступенчатого кусочно-линейного значения напряжения управления соответственно левым $U_{ЭГКСП_Л}$ или правым $U_{ЭГКСП_П}$ электрогидроклапаном сцепления-поворота, пропорционально величине управления e , вычисляемой в соответствии с ПИД-законом управления блок 15 рис. 4:

$$U_{ЭГКСП_Л} = (1-\varepsilon) \times U_{ЭГКСП_{max}}, \quad (1)$$

$$U_{ЭГКСП_П} = (1-\varepsilon) \times U_{ЭГКСП_{max}}, \quad (2)$$

где: $U_{ЭГКСП_{max}} = 27$ В – максимальное значение напряжения управления, ε - величина управления, ΔT – тakt работы алгоритма.

Выражения (1) и (2) записаны с учётом конструкции электрогидроклапанов и гидрозолотников МУ, т.е. чем ниже величина напряжения $U_{ЭГКСП_Л}/U_{ЭГКСП_П}$ на обмотке соответствующего электромагнита (при $\varepsilon \rightarrow 1$), тем выше давление масла, подаваемого через гидрозолотники управления в бустера соответствующей пары ФУ БКП. При $\varepsilon = 1$, на отстающем борту полностью включена $n-1$ передача.

Транспортне машинобудування

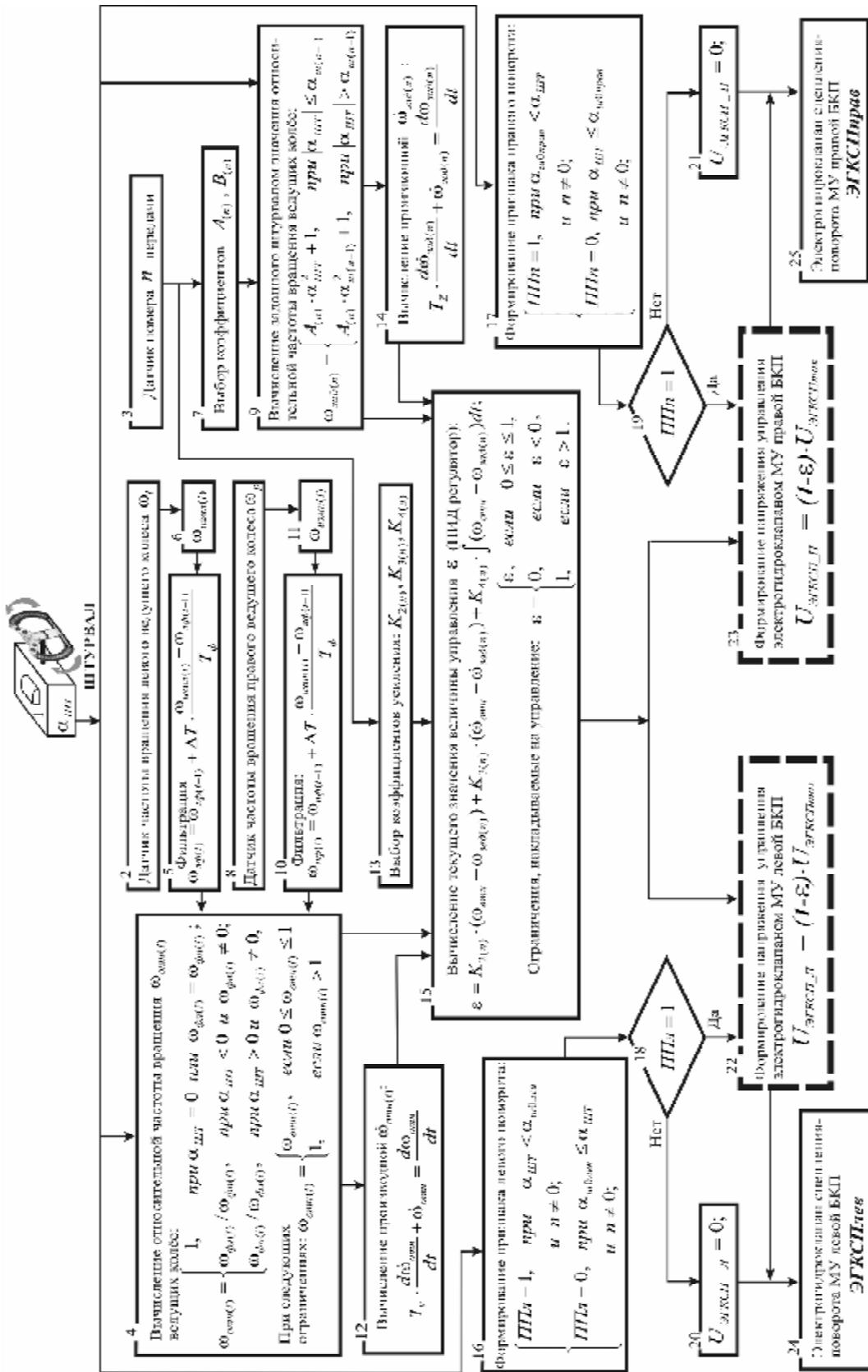


Рис. 4. Функціональна схема цифрового регулятора САУП_{КП} ВГМ, формуючого кусочно-лінійний сигнал управління ЭГКСП_{прав} / ЭГКСП_{лев}

Пунктиром на рис. 4 (см. блоки 22, 23) и рис. 5 (см. блоки 22, 23, 26 и 27) показаны отличия функциональных схем предлагаемого цифрового регулятора САУПк, формирующего кусочно-линейный сигнал управления и цифрового регулятора САУПшим, формирующего широтно-импульсно-модулированный сигнал управления электрогидроклапанами ЭГКСП_{прав}/ ЭГКСП_{лев} сцепления-поворота соответственно.

Здесь: ΔT – длительность такта работы алгоритма управления, [с], t_{typ} – длительность ШИМ сигнала управления [с].

Построение математической модели электрогидравлических исполнительных механизмов.

На основании анализа осцилограмм напряжения и тока в обмотках электромагнитов, величин давления в бустерах БКП, полученных в процессе движения БГМ в повороте рис. 3, учитывая конструкцию электрогидроклапанов сцепления-поворота FTDRE_2K [8], [18] и особенностей подключения гидрозолотников управления в МУ рис. 6, методом математического моделирования разработаны математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов ЭГКСП_{лев/прав}, представленные в виде системы дифференциальных уравнений (3) ... (10):

$$T_2 \frac{d^2 I_{\text{ЭГКСП_Л}}}{dt^2} + T_1 \frac{dI_{\text{ЭГКСП_Л}}}{dt} + I_{\text{ЭГКСП_Л}} = k_1 \cdot U_{\text{ЭГКСП_Л}}; \quad (3)$$

$$T_3 \frac{d^2 P_{\text{ЭГК_Л}}}{dt^2} + 2 \cdot x_1 \cdot T_3 \frac{dP_{\text{ЭГК_Л}}}{dt} + P_{\text{ЭГК_Л}} = k_2 \cdot I_{\text{ЭГКСП_Л}}; \quad (4)$$

$$T_4 \frac{d^2 P_{\text{СЛИВА_Л}}}{dt^2} + 2 \cdot x_2 \cdot T_4 \frac{dP_{\text{СЛИВА_Л}}}{dt} + P_{\text{СЛИВА_Л}} = k_3 \cdot P_{\text{ЭГК_Л}}; \quad (5)$$

$$P_{\text{ЭГКСП_Л}} = P_{\max} - P_{\text{СЛИВА_Л}}; \quad (6)$$

$$T_2 \frac{d^2 I_{\text{ЭГКСП_П}}}{dt^2} + T_1 \frac{dI_{\text{ЭГКСП_П}}}{dt} + I_{\text{ЭГКСП_П}} = k_1 \cdot U_{\text{ЭГКСП_П}}; \quad (7)$$

$$T_3 \frac{d^2 P_{\text{ЭГК_П}}}{dt^2} + 2 \cdot x_1 \cdot T_3 \frac{dP_{\text{ЭГК_П}}}{dt} + P_{\text{ЭГК_П}} = k_2 \cdot I_{\text{ЭГКСП_П}}; \quad (8)$$

$$T_4 \frac{d^2 P_{\text{СЛИВА_П}}}{dt^2} + 2 \cdot x_2 \cdot T_4 \frac{dP_{\text{СЛИВА_П}}}{dt} + P_{\text{СЛИВА_П}} = k_3 \cdot P_{\text{ЭГК_П}}; \quad (9)$$

$$P_{\text{ЭГКСП_П}} = P_{\max} - P_{\text{СЛИВА_П}}; \quad (10)$$

где: $U_{\text{ЭГКСП_Л}}$, $U_{\text{ЭГКСП_П}}$ – напряжение [В] на обмотке электромагнита соответственно левого и правого электрогидроклапана сцепления поворота;

$I_{\text{ЭГКСП_Л}}$ и $I_{\text{ЭГКСП_П}}$ – величина тока [А] в обмотке электромагнитов;

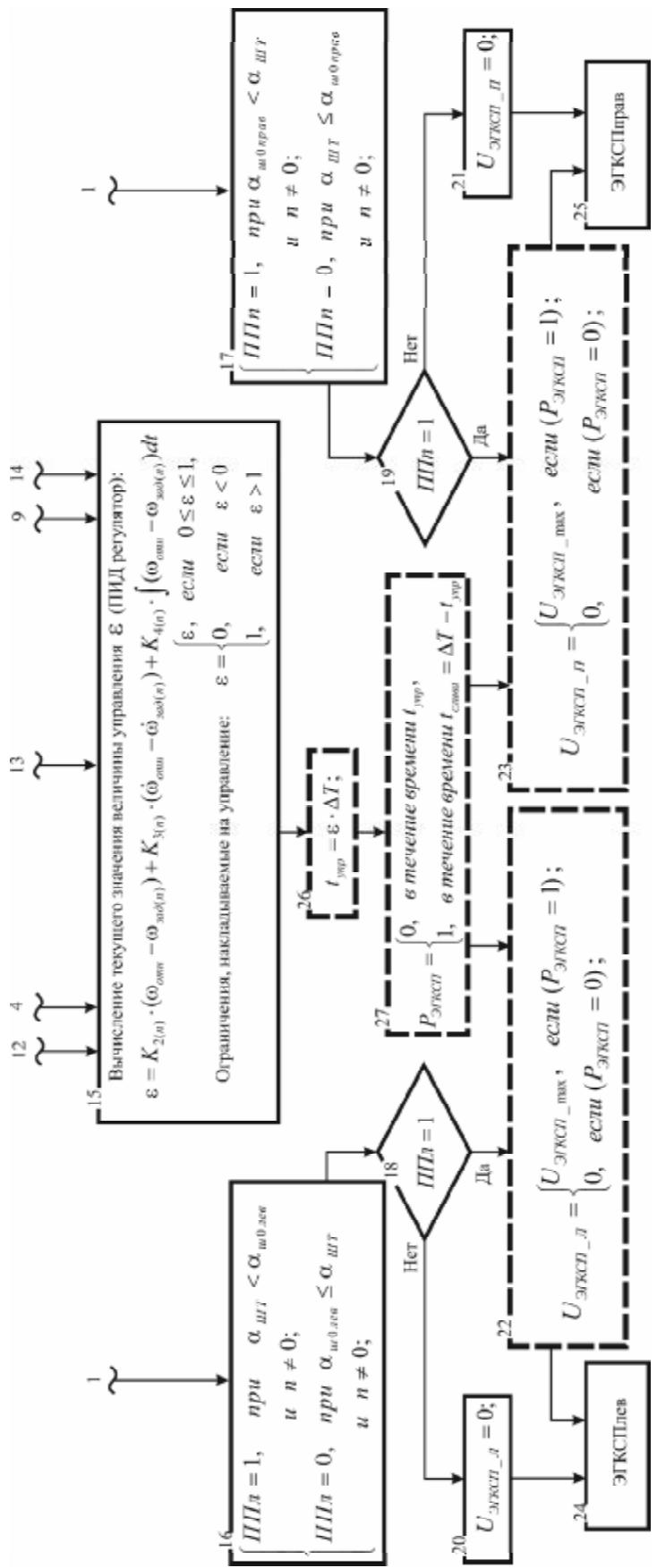
T_1 , T_2 , T_3 и T_4 – постоянные времени [с] звеньев;

k_1 , k_2 и k_3 – коэффициенты усиления;

x_1 и x_2 – параметры затухания колебательных звеньев;

P_{\max} – максимальное значение давления [Па] масла, развиваемое насосом;

$P_{\text{ЭГКСП_Л}}$ и $P_{\text{ЭГКСП_П}}$ – давление масла [Па], подаваемого в МУ левой и правой БКП соответственно, см. рис. 6.



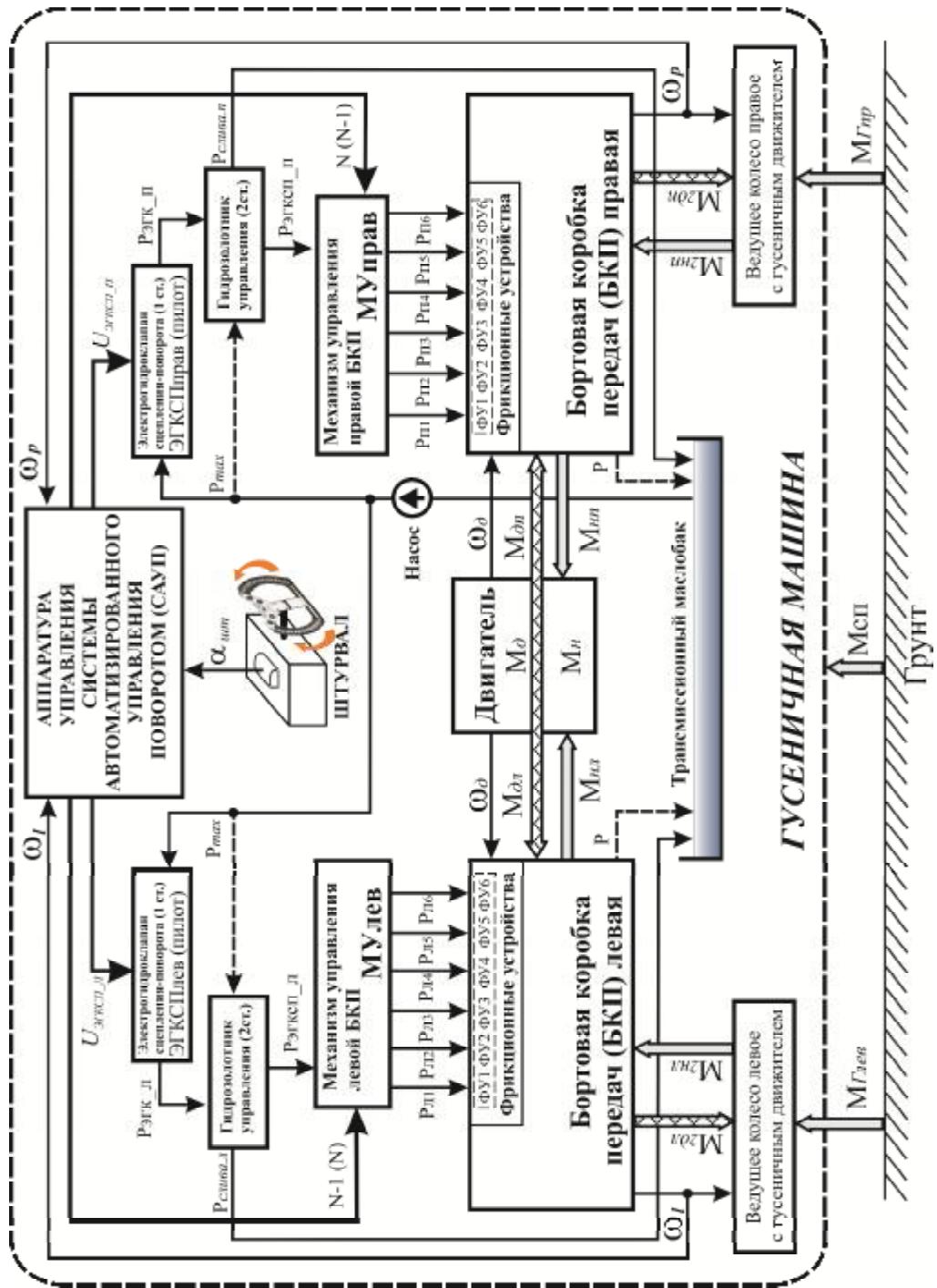


Рис. 6. Структурная схема математической модели силового взаимодействия МТУ, корпуса ВГМ и грунта

$P_{СЛИВА_Л}$ и $P_{СЛИВА_П}$ - давление масла [Па], на слив левой и правой БКП соответственно, см. рис. 6.

Динамическая зависимость тока от напряжения в обмотке пилотных электрогидроклапанов ЭГКСП_{лев} и ЭГКСП_{прав} [3], [14], [16] достаточно хорошо может быть описана дифференциальным уравнением апериодического звена второго порядка (3) и (7), см. рис. 2, рис. 3, рис. 7, рис. 8 и рис. 9.

Динамика работы гидромеханической составляющей ЭГКСП_{лев} и ЭГКСП_{прав} [3], [14] может быть представлена дифференциальным уравнением колебательного звена (4) и (8).

Динамика работы гидрозолотников управления, учитывая присутствие в их конструкции упругого элемента (возвратной пружины) [3], [14] так же может быть описана с помощью дифференциального уравнения колебательного звена (5) и (9).

Математическая модель криволинейного движения ВГМ.

Исследование динамических параметров движения гусеничной машины с учётом переходных процессов в МТУ осуществлялось методом математического моделирования на основе замкнутой динамической модели движения ВГМ [1], [7], [13], [17], включающей математические модели двигателя и трансмиссии, математическую модель силового взаимодействия корпуса ВГМ и грунта с заданными характеристиками, а так же математическую модель криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности в неподвижной системе координат [2], [12], дополненную вновь разработанными математическими моделями:

- систем автоматизированного управления поворотом САУП_{кл} и САУП_{штим}, реализующими соответственно кусочно-непрерывный закон управления, см. блоки 22 и 23 рис. 4 и ШИМ закон управления, см. блоки 22, 23, 26 и 27 рис. 5;
- электрогидроклапанов сцепления-поворота (ЭГКСП_{лев/прав}) (3)...(10);
- механизмов управления БКП [9].

На рис. 6 приведена структурная схема математической модели силового взаимодействия МТУ, корпуса ВГМ и грунта.

На структурной схеме приняты следующие обозначения:

$U_{ЭГКСП_Л}$, $U_{ЭГКСП_П}$ - напряжение управления прикладываемое к обмотке электромагнитов соответственно левого и правого электрогидроклапана сцепления-поворота;

P_{max} – максимальное значение давления масла, подаваемого с выхода насоса на вход левого и правого электрогидроклапана сцепления-поворота и гидрозолотников управления;

$P_{ЭГКСП_Л}$, $P_{ЭГКСП_П}$ – текущее значение давления масла, подаваемого на управление на входе в МУ;

N ($N-1$) – команды, формируемые САУП, на включение требуемой пары электрогидроклапанов, обеспечивающих подачу масла через МУ в соответствующую пару бустеров фрикционных устройств БКП, для включения $N^{\text{й}}$ ($N-1^{\text{й}}$) передачи на отстающем борту ВГМ;

$P_{L1} \dots P_{L6}$, $P_{P1} \dots P_{P6}$ – действующие значения величин давления масла в бустерах фрикционных устройств соответственно левой и правой БКП;

W_o – частота вращения коленчатого вала двигателя;

W_l , W_p – частоты вращения соответственно левого и правого ведущих колёс;

M_o – крутящий момент двигателя;

$M_{Гnp}$ и $M_{Глев}$ - моменты сопротивления прямолинейному движению;

$M_{СП}$ - момент сопротивления повороту;

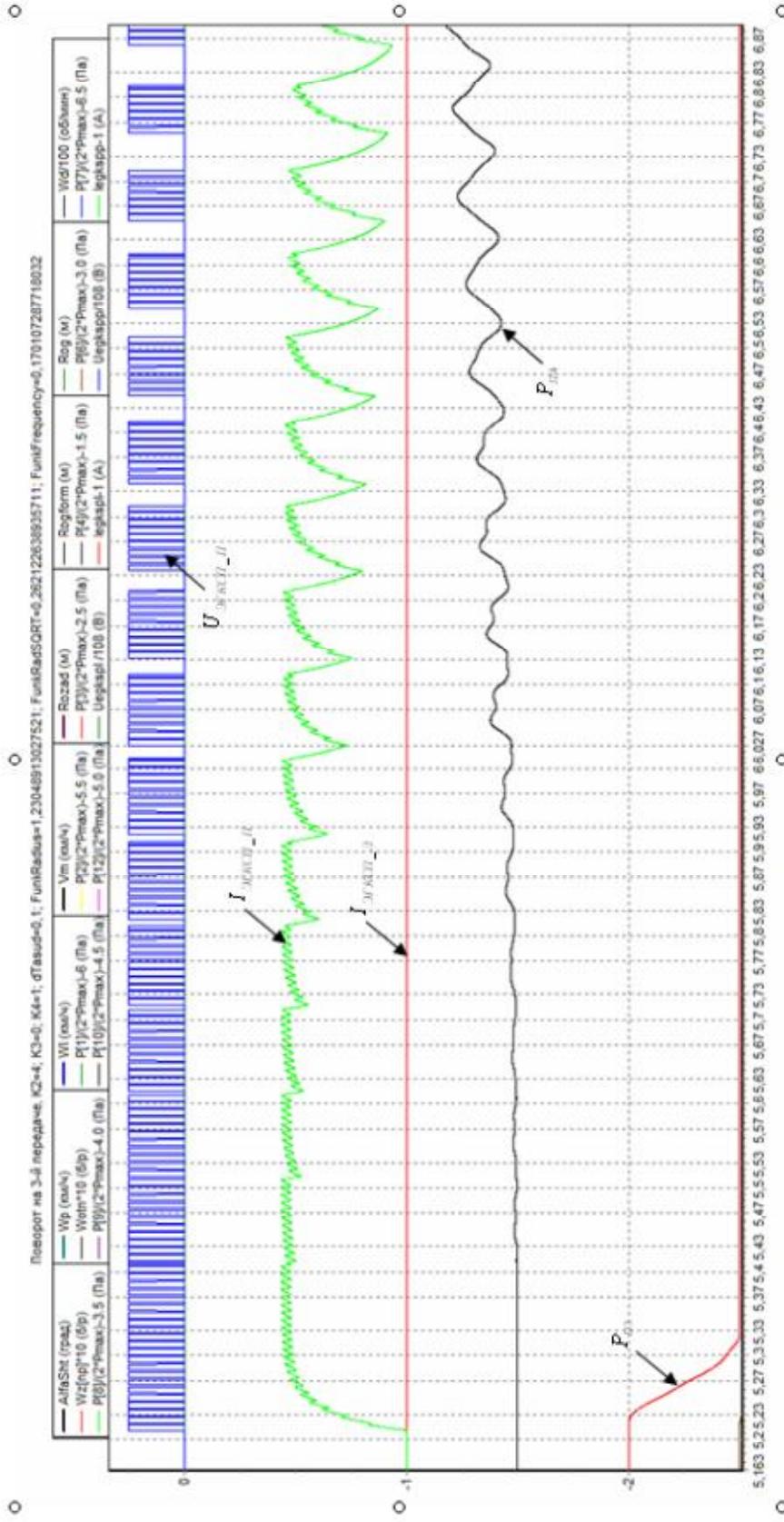


Рис. 7. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУПШм (увеличено).
Давление в бустерах БКП ($P_{\text{на}}$) и ($P_{\text{из}}$) в зависимости от напряжения ($U_{\text{ЭГКСЛ}_\text{ПЛ}}$) и тока ($I_{\text{ЭГКСЛ}_\text{ПЛ}}$) управления

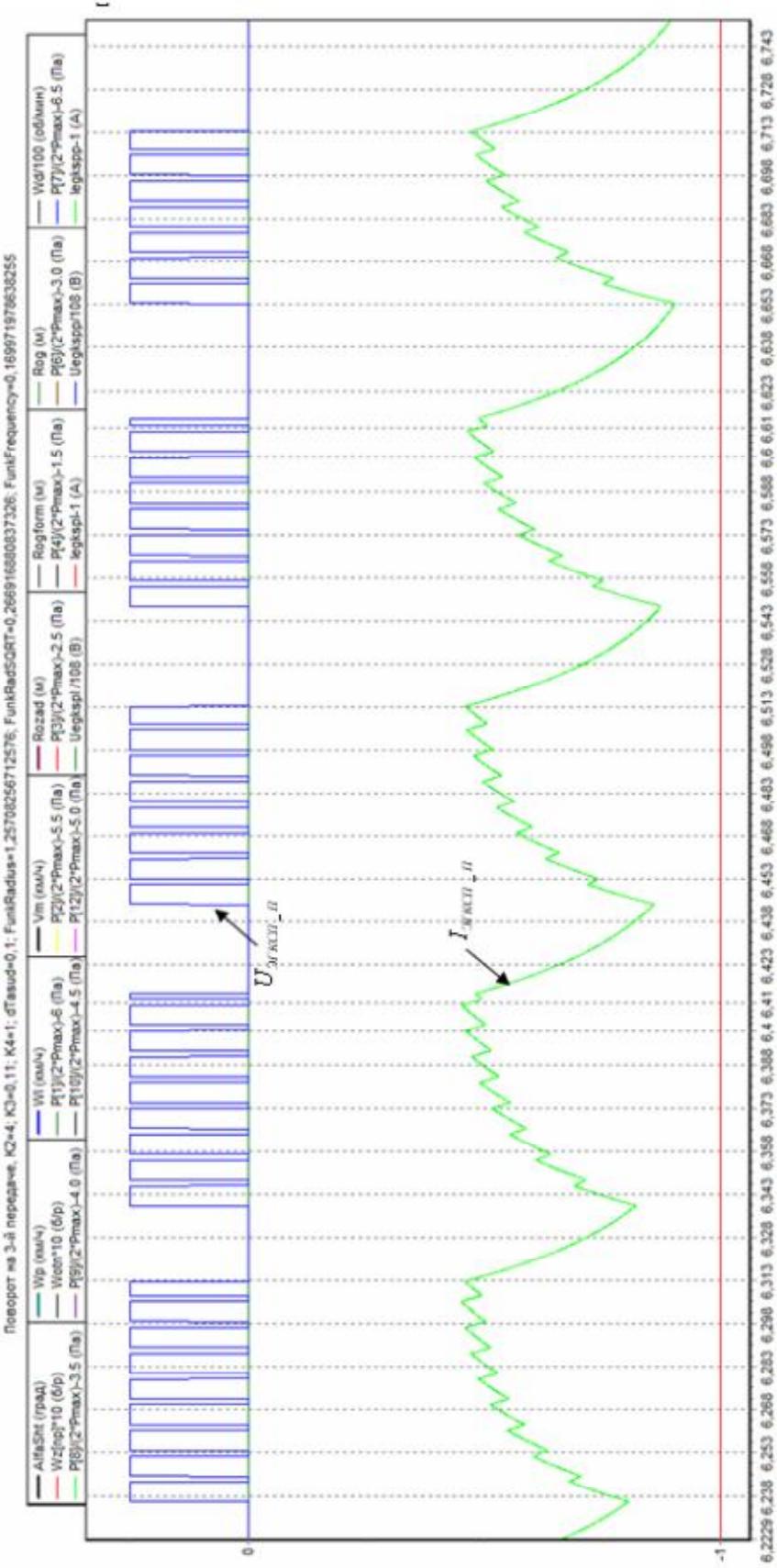


Рис. 8. Поворот ВГМ вправо на третий передаче САУПШИМ (увеличено).

Зависимость тока ($I_{\text{ЭГКСП_П}}$) в обмотке ЭГКСП_{прав} от напряжения управления ($U_{\text{ЭГКСП_П}}$) – ШИМ сигнала управления с наложенным асциллирующим сигналом

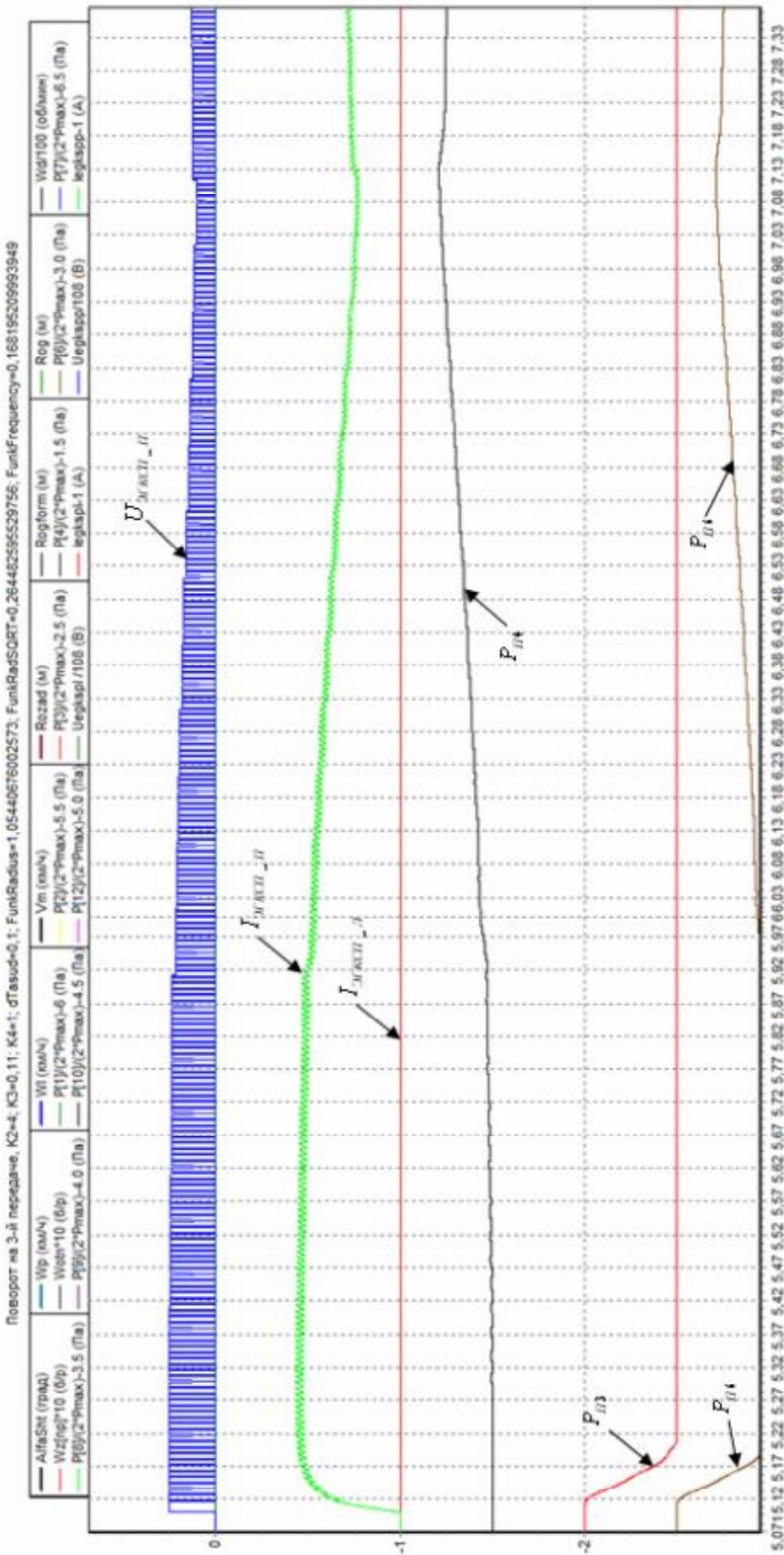


Рис. 9. Поворот ВГМ вправо на третий передаче САУП_{КП} (увеличено). Давление в бустерах БКП (P_{II4}), (P_{II6}) и (P_{II3}) в зависимости от напряжения ($U_{ЭГКСП\ II}$) и тока ($I_{ЭГКСП\ II}$) управления

M_{2nL} и M_{2nn} - моменты статических и динамических нагрузок, нагружающие выходные валы бортовых коробок передач;

M_{nL} и M_{nn} – трансформированные моменты статических и динамических нагрузок, нагружающие двигатель суммарным моментом нагрузки $M_h = M_{nL} + M_{nn}$.

Учет действий водителя осуществлялся заданием управляющих воздействий в виде внешних функций времени, задающих положение органа управления - штурвала $a_{ШТ}$, номера текущей передачи и положения педали подачи топлива.

Математическое моделирование криволинейного движения ВГМ.

Математическое моделирование работы системы автоматизированного управления поворотом САУП_{КЛ} с кусочно-линейным законом управления пропорциональными электрогидроклапанами сцепления-поворота рис.4 выполнялось в сравнении с САУП_{ЩИМ}, построенной на базе широтно-импульсно-модулированного сигнала управления рис. 5 с целью исследования динамики гусеничной машины, как объекта управления, с учётом взаимодействия гусеничного движителя с грунтом и переходных процессов, протекающих в бортовых коробках передач, при криволинейном движении на горизонтальной местности.

Для сравнительного анализа работы САУП_{КЛ} и САУП_{ЩИМ} в процессе моделирования криволинейного движения ВГМ основными исследуемыми параметрами были выбраны следующие:

- текущие значения величин давления масла, подаваемого через МУ на управление в бустера фрикционных устройств: $P_{Pl\dots P_{L6}}$, $P_{Ll\dots P_{L6}}$ соответственно правой и левой КП (рис. 3, рис.7 и рис.9) для оценки качества и гладкости переходных процессов в силовой передаче;

- частота вращения коленчатого вала двигателя W_d , частоты вращения правого W_p и левого W_l ведущих колёс (линейные скорости перематывания гусениц правого и левого борта ВГМ), мгновенное значение линейной скорости центра масс V_M и действительный R_g радиус поворота ВГМ с учётом юза и буксования гусениц (рис. 1, 10, 11 и рис. 12, 13, 14), которые получены в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений криволинейного движения изделия [9], [10];

- заданный $R_{зад}$ и расчётный $R_{расч}$ кинематические радиусы поворота корпуса ВГМ, использующиеся для оценки точности работы САУП.

Расчётный кинематический радиус поворота ВГМ (без учёта «юза» и буксования гусениц) определяется известным соотношением [13]:

$$r = \frac{W_{заб} + W_{omcm}}{W_{заб} - W_{omcm}} \cdot \frac{B}{2} = \frac{1 + \frac{W_{omcm}}{W_{заб}}}{1 - \frac{W_{omcm}}{W_{заб}}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (11)$$

где: W_{omcm} – частота вращения «отстающего» борта ВГМ, а $w_{заб}$ - частота вращения «забегающего» борта ВГМ, поэтому расчётный кинематический радиус поворота на каждом такте работы САУП вычисляется по формуле:

$$r_{расч} = \frac{1 + w_{omn}}{1 - w_{omn}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (12)$$

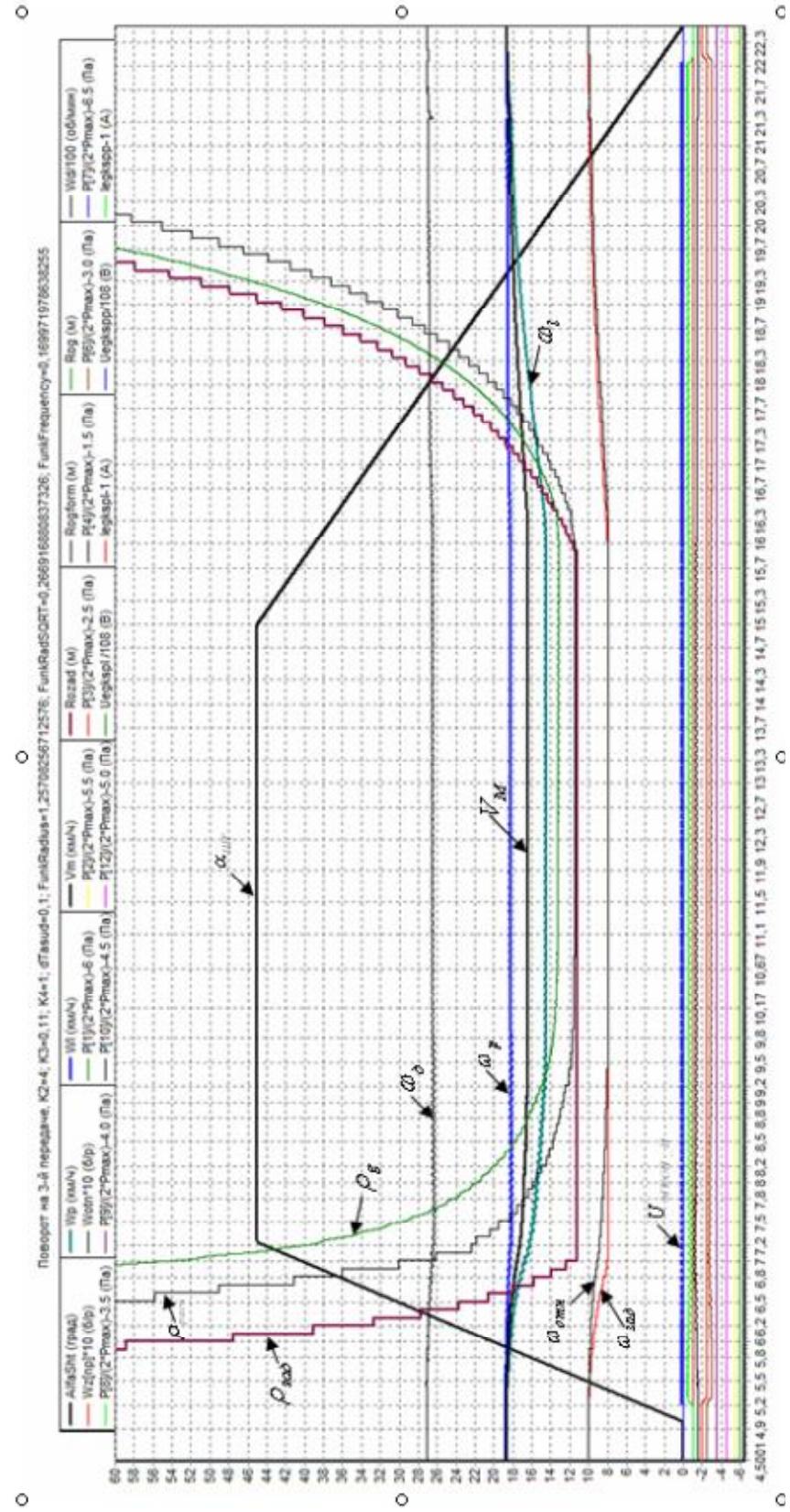


Рис.10. Поворот ВГМ вправо на третий передаче САУПШМ



Рис. 11. Траектория движения ВГМ. Поворот вправо на третьей передаче САУП_{шім}. Начало траектории движения в точке (0,0)

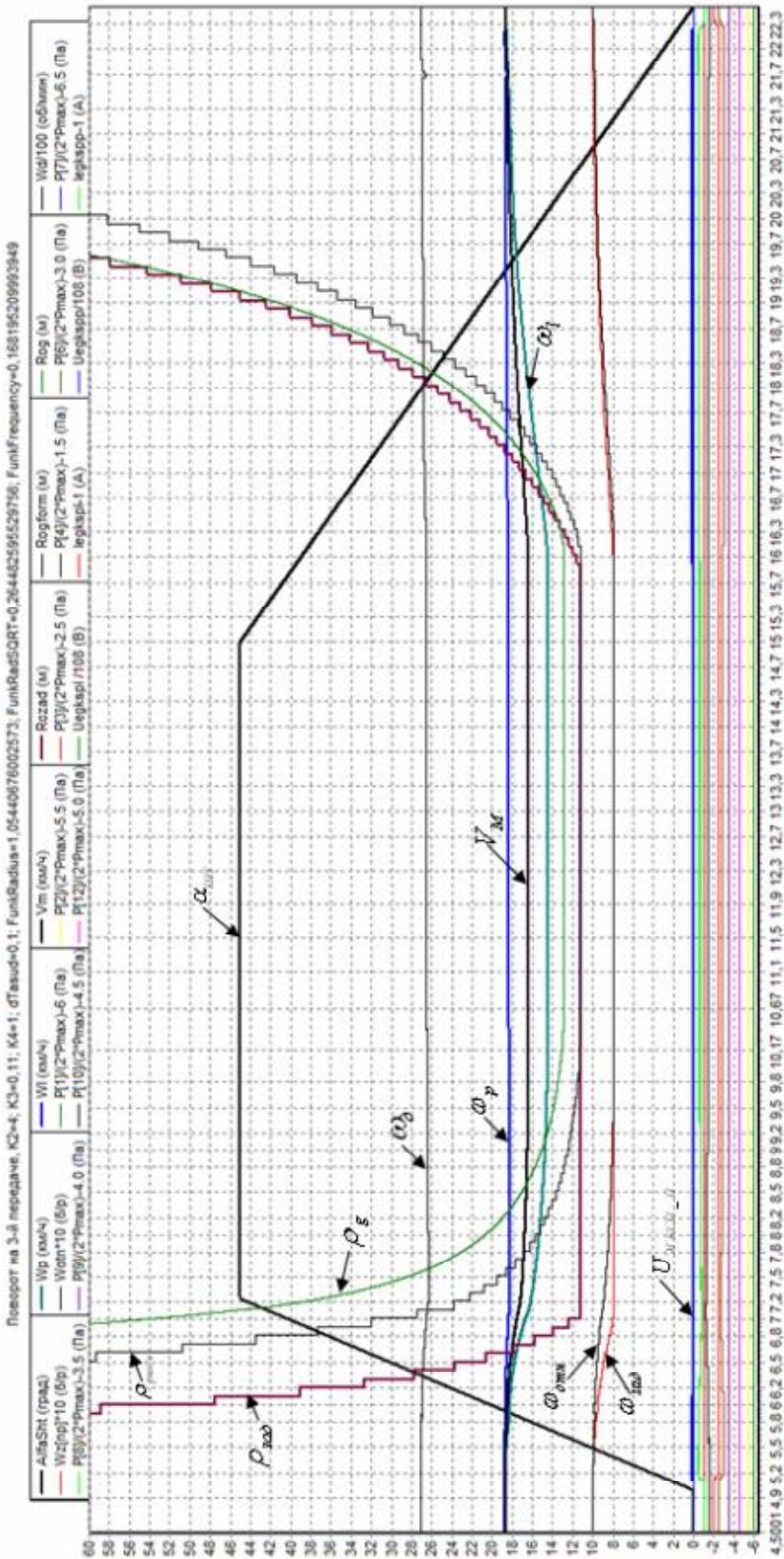


Рис. 12. Поворот ВГМ вправо на третий передаче САУПКЛ

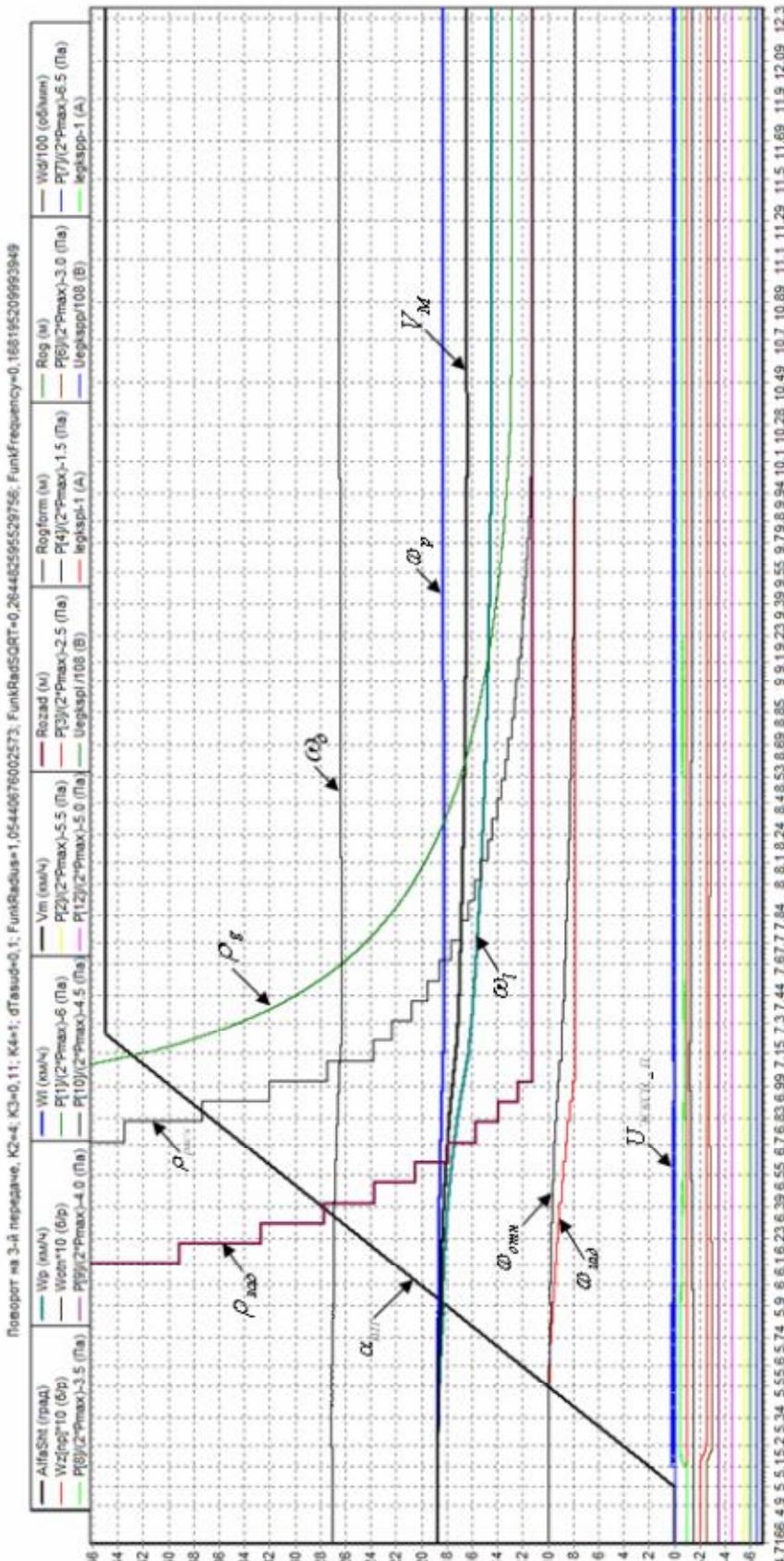


Рис. 13. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУП_{КЛ} (увеличено). Колебания частоты вращения конденсаторного вала двигателя (Ω_d), левого (Ω_l) и правого (Ω_p) ведущего колеса, а так же колебания действительного радиуса поворота изделия (ρ'_r) отсутствуют

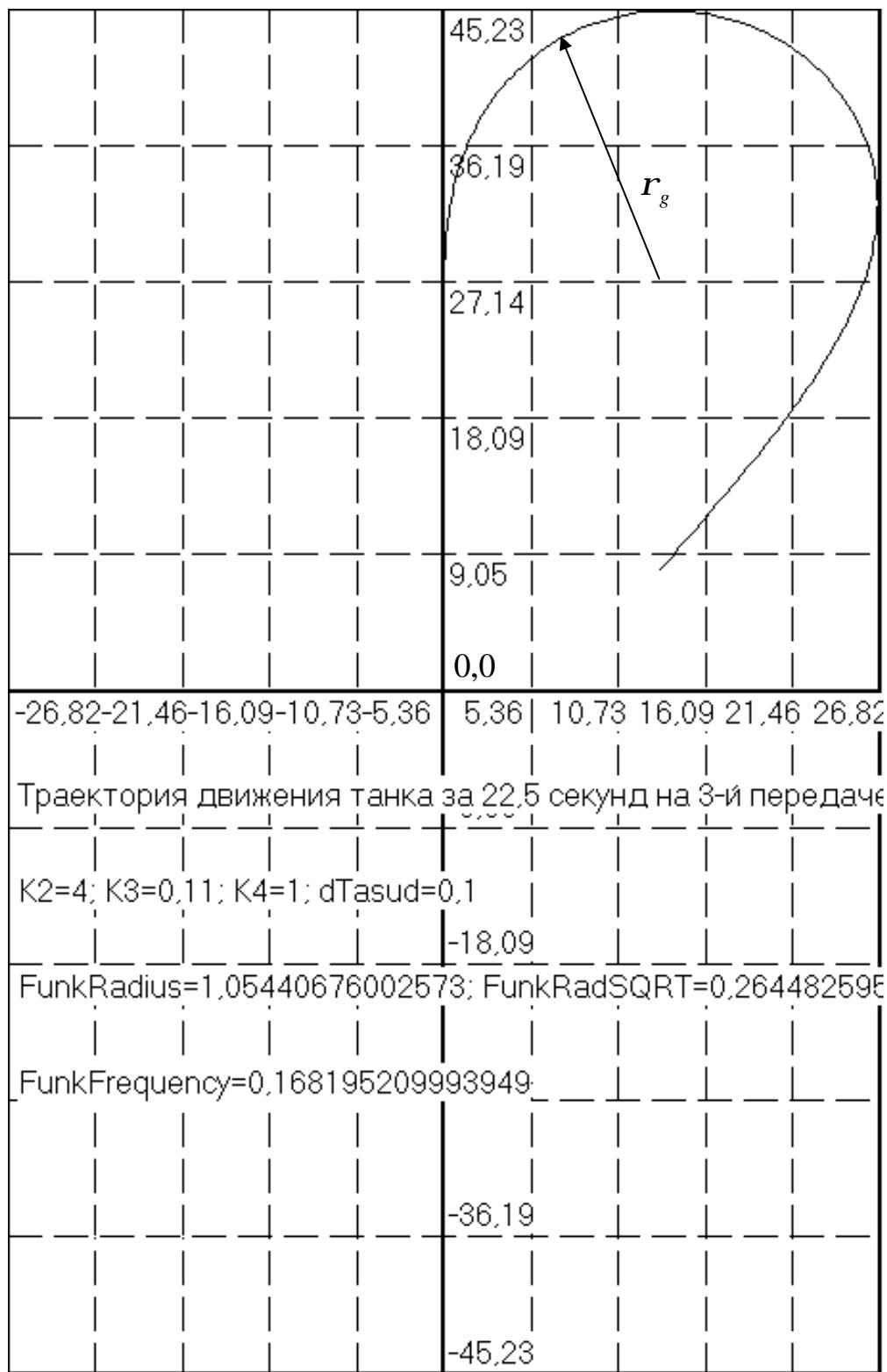


Рис. 14. Траектория движения ВГМ. Поворот вправо на третьей передаче САУП_{КЛ}. Начало траектории движения в точке (0,0)

где: W_{omn} - относительная частота вращения ведущих колёс, определяемая в блоке 4 рис. 4.

По аналогии с (12) заданный штурвалом кинематический радиус поворота ВГМ определяется выражением:

$$r_{зад} = \frac{1 + W_{зад(n)}}{1 - W_{зад(n)}} \cdot \frac{B}{2}. \quad (13)$$

Выполнив подстановку $W_{зад(n)}$, вычисляемой в блоке 9 рис. 4 получим формулу для определения заданного кинематического радиуса поворота ВГМ как функции угла $\alpha_{ШТ}$ поворота штурвала:

$$r_{зад} = \frac{1 + (A_{(n)} \cdot \alpha_{ШТ}^2 + 1)}{1 - (A_{(n)} \cdot \alpha_{ШТ}^2 + 1)} \cdot \frac{B}{2}, \text{ при } \alpha_{ШТ} \neq 0, \quad (14)$$

где: $A_{(n)} = \left(\frac{i_{kn(n)}}{i_{kn(n-1)}} - 1 \right)$; $i_{kn(n)}$ – кинематическое передаточное отношение КП при движении на n -й передаче; $i_{kn(n-1)}$ – кинематическое передаточное отношение КП при движении на $(n-1)$ -й передаче; $\alpha_{ШT(n-1)} = 40^\circ$ - значение угла поворота штурвала, соответствующее минимальному радиусу поворота; B - ширина колеи.

Для удобства анализа графической информации некоторые параметры предварительно умножены на масштабирующие коэффициенты со смещением и без. В процессе моделирования на графики были выведены следующие параметры: $\alpha_{ШТ}$ – угол поворота штурвала [$^\circ$]; r_g , $r_{зад}$ и $r_{расч}$ радиусы поворота ВГМ [м]; W_{omn} , $W_{зад}$ – увеличенные в десять раз относительная частота вращения ведущих колёс и её заданное значение [б/р]; $I_{ЭГКСП_Л}$, $I_{ЭГКСП_П}$ – значение тока [А] ЭГКСПлев/прав со смещением «-1»; $U_{ЭГКСП_Л}$, $U_{ЭГКСП_П}$ – напряжение управления [В], умноженное на коэффициент $(\frac{1}{108})$; W_∂ – пересчитанная из [s^{-1}] и уменьшенная в сто раз частота вращения коленчатого вала двигателя [$мин^{-1}$]; W_l , W_p – частоты вращения левого/правого ведущего колеса пересчитанные из [s^{-1}] в линейную скорость движения БГМ [км/ч]; V_M – мгновенное значение линейной скорости центра масс ВГМ, пересчитанное из [м/с] в [км/ч]; $P_{П1}...P_{П6}$, $P_{Л1}...P_{Л6}$ – величины давления [Па] в бустерах ФУ правой и левой КП трансмиссии, умножены на коэффициент $(\frac{1}{2 \cdot P_{max}})$ с соответствующими смещениями для наглядности. Здесь $P_{max} = 1,6 \cdot 10^6$.

Для сравнительного анализа работы САУПшиим и САУП_{КЛ} параметры движения танка при оптимальных, с точки зрения оптимизирующего функционала [4], [9], коэффициентах усиления ПИД закона управления в режиме прямого хода на третьей передаче при изменении угла поворота штурвала с постоянной скоростью вправо с удержи-

ванием его в крайнем положении в течение нескольких секунд и затем с постоянной, но меньшей скоростью влево, приведены для ШИМ закона управления на рис. 1, 7, 8, 10, 11 и для кусочно-линейного закона управления соответственно на рис. 2, 9, 12, 13, 14 в виде графиков, построенных с помощью ЭВМ в процессе математического моделирования. На графиках по оси абсцисс отложено время в секундах.

В процессе математического моделирования траектория движения центра масс ВГМ в неподвижной системе координат рис. 11 и рис. 14 вычислялась в процессе интегрирования системы дифференциальных уравнений криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности [2], [9], [12] и [15].

Выводы.

1. На основании анализа осцилограмм напряжения и тока в обмотках электромагнитов, величин давления в бустерах БКП, полученных в процессе движения БГМ в повороте рис. 3, методом математического моделирования разработаны математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов ЭГКСП_{лев/прав}, представленные в виде системы дифференциальных уравнений (3) ... (10).

2. Разработана математическая модель системы автоматизированного управления поворотом САУП_{кл} ВГМ, построенная на базе кусочно-линейного закона управления электрогидравлическими механизмами управления БКП рис. 4.

3. Выполнено математическое моделирование работы системы автоматизированного управления поворотом САУП_{кл} с кусочно-линейным законом управления рис. 4 в сравнении с САУП_{шим}, построенной на базе широтно-импульсно-модулированного сигнала управления рис. 5, с целью сравнительного исследования динамики криволинейного движения гусеничной машины, оборудованной различными системами управления.

4. Сравнительный анализ результатов математического моделирования работы САУП_{шим} и САУП_{кл} показывает, что САУП_{кл} с кусочно-линейным законом управления электрогидроклапанами сцепления-поворота обеспечивает более гладкие переходные процессы в гидросистеме управления трансмиссией (см. рис. 7 и рис. 9), более плавное изменение частоты вращения W_o коленчатого вала двигателя, частот вращения левого W_l и правого W_p ведущих колёс и, как следствие, более плавное изменение радиуса R_g поворота ВГМ в сравнении с ШИМ законом, при прочих равных условиях движения (см. рис. 12 и рис. 13).

5. Работа САУП_{кл} при криволинейном движении обеспечивает меньший минимальный радиус поворота ВГМ в сравнении САУП_{шим} при прочих равных условиях движения (см. рис. 11 и рис. 14).

Литература: 1. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с. 2. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в трансмиссиях БГМ. – ВБТ, 1975, №5.– 160 с. 3. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 767 с. 4. Брайсон А., Ю-Ши Хо. Перевод с английского Макашова Э.М., Плотникова Ю.П., под редакцией Леттова А.М. Прикладная теория оптимального управления. Оптимизация, оценка и управление. – М.: Мир, 1972. – 544 с. 5. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Переходные реакции транспортной гусеничной машины на возмущение управления. // Изв. Вузов. Машиностроение, 1971, №6. – с. 134-138. 6. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Характеристики статической устойчивости и установившиеся реакции транспортной гусенич-

ной машины на управляющее воздействие. // Изв. Вузов. Машиностроение, 1971, №4. – с. 133-137. 7. Летов А.М. Математическая теория процессов управления. – М.: Наука, 1981. –255 с. 8. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с. 9. Слюсаренко Ю.А. Система автоматизированного управления поворотом для повышения подвижности боевой гусеничной машины. Диссертация. – НТУ «ХПИ», Харьков, 2006. – 225 с., инв. №9360. 10. Слюсаренко Ю.А., Александров Е.Е., Смоляков В.А. Математическое моделирование криволинейного движения боевой гусеничной машины (БГМ), оборудованной системой автоматизированного управления поворотом. // Сборник научных трудов 12-й международной научно-методической конференции «Технологии XXI века», Том 1, – Алушта. 2005. – с. 18-25. 11. Слюсаренко Ю.А., Галушка Ю.В. Решение задачи плавного управления поворотом боевой гусеничной машины (БГМ), оборудованной ступенчатой реверсивной трансмиссией, путём синтеза и разработки цифровой электронной системы автоматизированного управления поворотом БГМ. // Механіка та машинобудування, 2003, №2. – с. 123-138, инв. №9201. 12. Трансмиссии военных гусеничных машин. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы, Ост В3-5971-85. 13. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с. 14. Фельдбаум А.А., Бутковский А.Г. Методы теории автоматического управления. – М.: Наука, 1971.–722 с. 15. Хомоненко А., Гофман В., Мещеряков Е., Никифоров В. Delphi 7. – СПб.: БХВ-Петербург, 2003. –1216 с. 16. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. – М.: Наука, 1964. –243 с. 17. John R. Rice. Matrix computations and mathematical software. Джон Райс. Матричные вычисления и математическое обеспечение. – М.: Мир, 1984. –264 с. 18. Каталог продукции «Indastrial Hydraulics Rexroth Bosch Group», 2007. CD –687 с.

Слюсаренко Ю.О., Галушка Ю.В.

ПОЛІПШЕННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН ПРИ ВИКОНАННІ ПОВОРОТІВ ЗА РАХУНОК СИНТЕЗУ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА, ЯКИЙ ЗАБЕЗПЕЧУЄ ГЛАДКІ ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ В ГІДРОСИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ СТУПЕНЄВИМИ БОРТОВИМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

В статті запропоновано рішення задачі підвищення плавності керування радіусом повороту військової гусеничної машини, яка обладнана ступеневими бортовими коробками перемикання передач та системою автоматизованого керування поворотом.

Sljusarenko J.A., Galushka J.V.

IMPROVEMENT SMOOTHNESS MOVEMENT OF MILITARY FULL-TRACK MACHINES AT MOVEMENT IN TURN DUE TO SYNTHESIS OF THE DIGITAL REGULATOR PROVIDING SMOOTH TRANSIENTS IN THE HYDROCONTROL SYSTEM BY STEP ONBOARD TRANSMISSIONS

In article the decision of a problem improvement smoothness of control in radius turn of the battle tank equipped by step onboard transmissions and automated control system by turn is offered.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 623.4

Кочерга А.Г., Коритченко К.В.

ЗАСОБИ ПРИСКОРЕННЯ БРОНЕБІЙНО-ПІДКАЛІБЕРНОГО СНАРЯДА ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

Питанню удосконалення систем озброєння приділяється постійна увага. Традиційно роботи по удосконаленню цих систем ведуться у напрямках збільшення дальності пострілу та покращення ефективності. На теперішній час технології прискорення снаряду пороховим зарядом значною мірою вичерпали свої можливості. Тому початкові швидкості снарядів у сучасних системах озброєння на основі порохових зарядів досягли практично верхньої технічно можливої межі. Це обмеження пов'язано з фізичним принципом прискорення снаряду, а саме швидкістю вирівнювання тиску поздовж каналу ствола, що відбувається за відносно малою швидкістю – швидкістю звуку у продуктах згорання порохового заряду.

Подальше підвищення початкової швидкості снарядів досягається за рахунок використання іншого фізичного принципу, що базується на електромагнітних законах. Сила, що забезпечує прискорення снаряду у цих системах, називається силою Лоренца. Існує два типи електромагнітних гармат, що мають принципові конструктивні відмінності за реалізацією сили, що прискорює снаряд: електродинамічні (котушкові) та рейкотронні. Окрім слід виділити електротермохімічні гармати, де електрична енергія використовується для стабілізації згорання порохового заряду.

В даній роботі на основі аналізу параметрів прискорювачів визначено можливі напрями підвищення вогневої потужності бронетанкової техніки.

Рейкотронні гармати

У рейкотронному прискорювачі під час протікання струму через рейки та якір снаряду виникають магнітні поля (рис. 1). За рахунок зміни напрямку струму на 90 градусів у точках контакту якоря з рейками відбувається перетин магнітних полів, що призводить до виникнення сили прискорення [1].

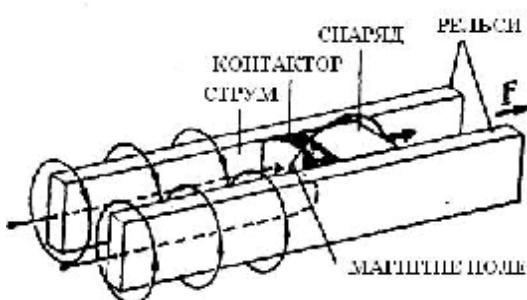


Рис. 1. Схема устрою рейкотронної гармати

Існують багата кількість експериментальних установок рейкотронного типу, де досягнуто великі швидкості вильоту снарядів, але переважно невеликої маси. Наприклад, фірма "Westinghouse" створила лабораторну модель рельсової гармати

(рис. 2), з отриманням енергії від уніполярного генератора в 17,5 МДж [2-4]. Досягнуто прискорення снаряду масою 300 г до швидкості 4 км/с, що відповідає енергії на дульному зразі близько 2,8 МДж. 31 січня 2008 р. на іспитах надпотужної гармати Railgun досягнуто рекорд для таких прискорювачів: кінетична енергія більше, ніж 10 МДж; прискорення - 45 000 G.



Рис. 2. Загальний вид рейкотронної гармати фірми "Westinghouse" [3]

Потужні електричні розряди призводять до швидкого пошкодження рейок, що значно обмежує їх ресурс. Окрім того, для отримання достатніх для танкової гармати швидкості снаряду необхідно використання джерел енергії, що перевищують десятки мегаджоулів, а на сучасному рівні це потребує занадто великих за розмірами накопичувачів енергії [5]. Тому такого типу прискорювачі вважається доцільним застосовувати на корабельних установках (рис. 3), де вимоги до габаритів системи не такі критичні.

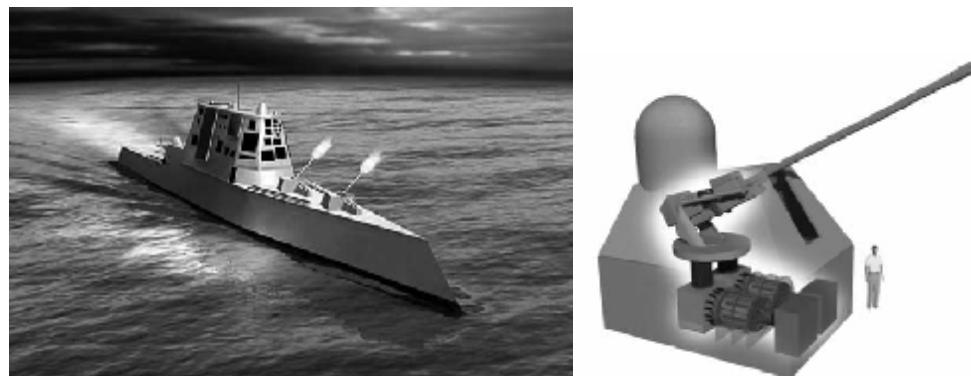


Рис. 3. Корабельна рейкотронна гарматна установка

Котушкові гармати

В індукційному прискорювачі під час протікання змінного струму у катушці-індукторі відбувається виникнення змінного магнітного поля, під дією якого індукується струм у струмопровідному колі снаряду, струм якого має протилежний напрям до напряму струму у індукторі. Взаємодія струмів протилежного напрямку призводить до виникнення сили прискорення снаряду (рис. 4).

В роботі [2] наведено варіанти використання електромагнітних гармат. Наводяться дані, що в 1901 р. Беркленд створив першу електромагнітну гармату

котушкового типу і використав її для розгону снаряда масою 500 г до швидкості 50 м/с. За допомогою другої великої гармати, створеної в 1903 р. і виставленої в теперішній час в норвезькому технічному музеї в м. Осло, було досягнуто прискорення снаряда масою 10 кг до швидкості приблизно 100 м/с. Калібр гармати 65 мм, довжина 10 м. Під час випробувань одноступінчастої гармати котушкового типу, що проводилися в інституті Ернста Маха у Вейле-на-Рейні у 1970 р., Хас і Циммерманн розігнали металеве ядро масою 1,3 г до швидкості 490 м/с. В 1976 р. в Радянському Союзі Бондалетов і Іванов розігнали металеве ядро приблизно такої ж маси до швидкості 4,9 км/с.

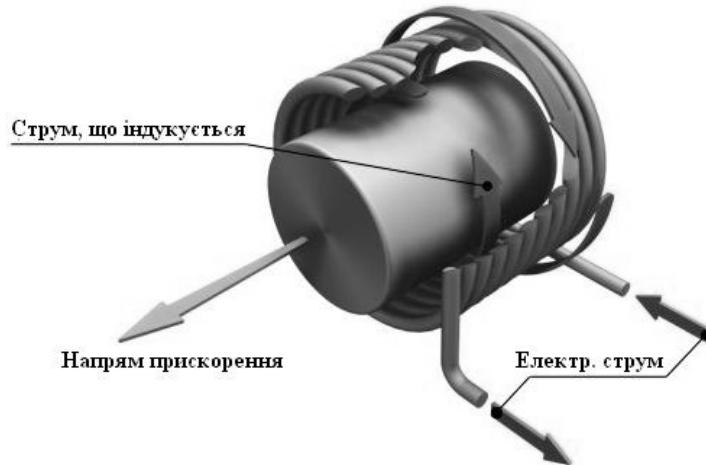


Рис. 4. Схема дії котушкової гармати

Для досягнення потрібних швидкостей артилерійського снаряду необхідно послідовне розміщення котушок повздовж каналу ствола. При цьому, виникають проблеми узгодження подавання розрядних імпульсів на котушки [10, 11]. Залишаються проблеми з джерелом живлення.

Електротермохімічні гармати

В електротермохімічному (ETX) прискорювачі прискорення снаряду забезпечується за рахунок зростання тиску у камері, яке відбувається в результаті виділення хімичної енергії від згорання заряду та електричної енергії від імпульсного джерела живлення.

На заході модернізація танкових гармат відбувається шляхом застосування ETX прискорювача [12, 13]. Машина «Грозовий удар» отримана в результаті модифікації системи бронетанкового озброєння M8 та розташована на шасі вагою 18 т (рис. 5). Дизельний двигун в машині було замінено на гібридну електрично-керовану систему з напругою забезпечення у 600 В постійного струму. Замість 105 мм гармати використовувалася експериментальна 120 мм гармата. В машині також було переобладнано систему заряджання та систему контролю вогню.



Рис. 5. Бойова машина «Грозовий удар» з ETX гарматою [12]

У ЕТХ гарматі електрична енергія використовується для збільшення енерговіддачі та керування процесом виділення хімічної енергії з розповсюджених твердих зарядів, та тих, що розробляються, шляхом дії на процес згорання високотемпературної високо-енергійної плазми.

Переваги ЕТХ гармати:

- Використання хімічної та електричної енергії;
- Покращена точність наведення на ціль за рахунок стабілізації часу затримки запалення;
- Максимальна швидкодія за різних погодних умов;
- Збільшена вражуюча дія за рахунок використання покрашеного пороху;
- Надійне запалення застарілого пороху.

Підвищення точності наведення на ціль досягнута за рахунок стабілізації часу затримки запалення. Слід зазначити, що зміна динаміки зростання тиску у камері згорання майже не відбувається, тобто швидкість снаряду у такій системі майже не збільшена (рис. 6).

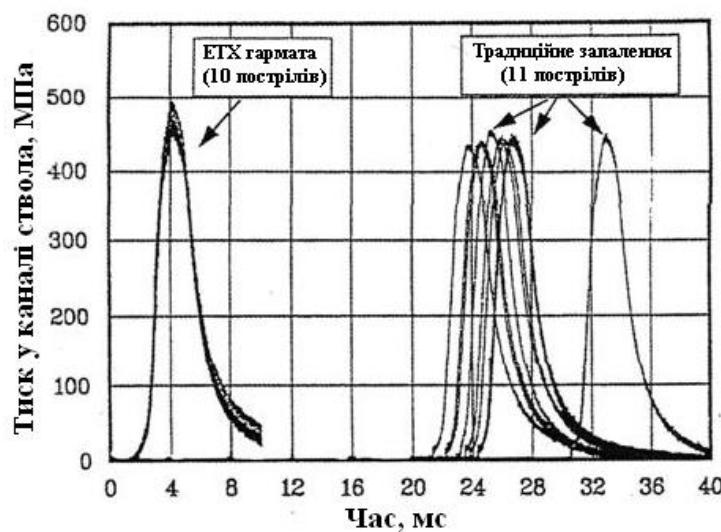


Рис. 6. Порівняння динаміки тисків, що виникають у каналі ствола [12]

До складу системи забезпечення ЕТХ гармати (рис. 7) входять наступні основні підсистеми:

- Система імпульсного енергозабезпечення, що включає в себе джерело енергії у вигляді акумуляторів, потужний пристрій формування сигналу у вигляді електронного, або електромеханічного перетворювача енергії, та формувач електричного імпульсу на основі електричних ємностей.
- Артилерійські боеприпаси, до складу яких входить снаряд, паливний заряд та плазмовий генератор;
- Гармата, що включає ствол, казенну частину, та пристрій для підводу потужності.

Система імпульсного енергозабезпечення складалася з двох основних систем. Це система перетворення напруги з напруги заряду акумуляторів у 600 В до напруги генерації плазми у 6,5 кВ та система формування розрядного імпульсу (табл. 1). Перша система була розроблена компанією «Американський надпровідник», друга – компанією «Об'єднані системи електроніки та атомної техніки». Для зменшення габаритів системи та її маси були розроблені електричні ємності з щільністю енергії 2,5 Дж/см³.

Розміщення ETX гармати в танку викликає певні труднощі. Так, в даній системі озброєння використовується висока напруга і сильні електричні поля, не характерні для традиційного озброєння. Для забезпечення роботи такої системи необхідні відповідні пристрої для генерування, накопичення енергії і отримання достатньої потужності. При цьому виникають проблеми в області механіки, електротехніки і забезпечення достатнього рівня безпеки.

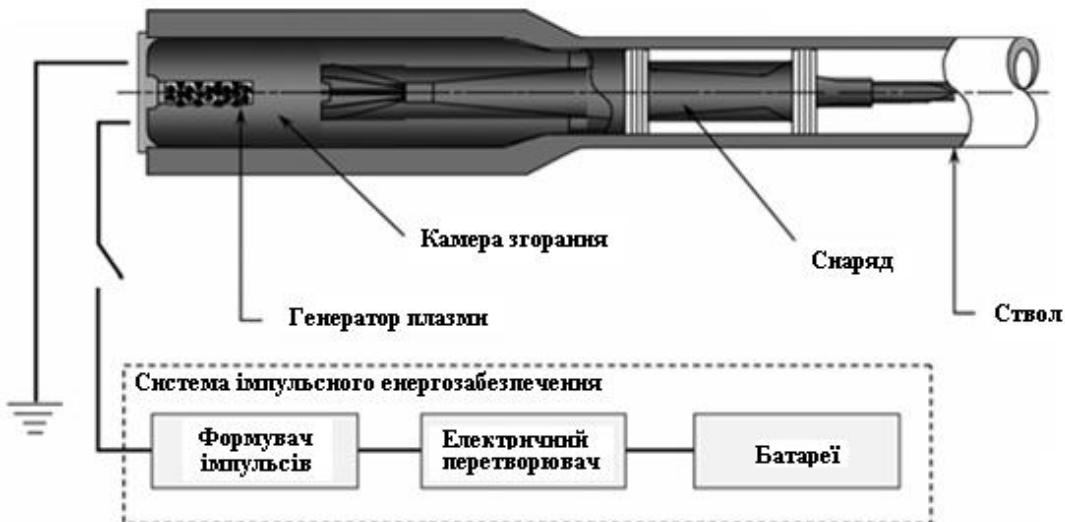


Рис. 7. Блочная схема системи енергозабезпечення ETX гармати

Таблиця 1

Характеристики системи енергозабезпечення [12, 13]

Енергія, що накопичується	100 кДж
Об'єм системи	0,2 м ³
Маса	220 кг
Темп пострілів	12 пост. за хвилину
Темп пострілів на тривалий час	1 постріл за хвилину на протязі 18 хвилин
Максимальна напруга	6,5 кВ
Максимальний струм	47 кА

Недоліки ETX систем:

- Необхідність захисту екіпажу та електрообладнання від магнітного поля (рис. 8);
- Жорсткість вимог до електронного обладнання щодо його захисту від перенапруг та пробиття;
- Необхідність потужного джерела електричної енергії.

Варіант модернізації системи озброєння танків ЗС України

Вочевидь, модернізація системи озброєння танка ЗС України повинна відбуватись з урахуванням сучасних реалій, тобто бути мали витратною.

Враховуючи те, що збільшення дальності прямого пострілу на нашому театрі воєнних дій необхідно лише у виняткових випадках, то доцільно здійснити створення системи додаткового прискорення, яка може легко монтуватися на танк, та не

потребувати його переобладнання. Використання порохового заряду для попереднього прискорення снаряду суттєво зменшує енергетичні вимоги до системи додаткового електромагнітного прискорення.

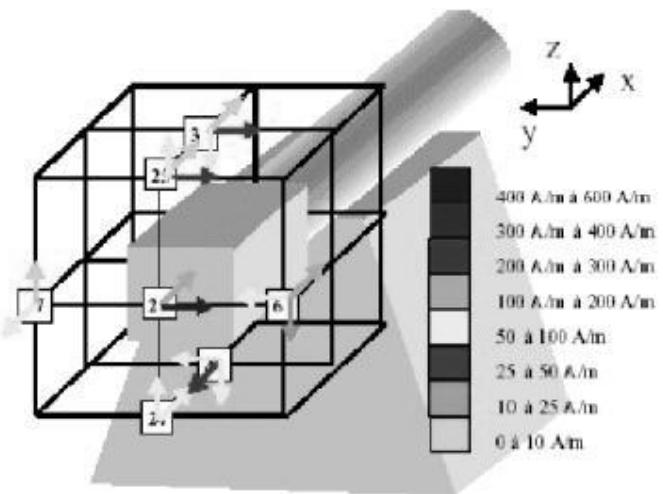


Рис. 8. Результати досліджень магнітного поля, що виникає під час пострілу [13]

Одним із напрямків покращення бойової ефективності танкової гармати є спорядження штатної гармати коаксіальним індукційним прискорювачем снарядів. Індукційне прискорення в такій гарматі забезпечується взаємодією вихрового струму, що виникає у електропровідному кільці снаряду, та імпульсного магнітного поля індуктора. В якості компактного джерела електричної енергії передбачається вибухомагнітний генератор, який є джерелом електромагнітного імпульсу. В такій комбінації прискорювач може бути використаний для додаткового прискорення бронебійних снарядів та окремих пострілів у разі значного віддалення до цілей. Пропонується приєднання прискорювача до каналу ствола (рис. 9). До складу виконавчого елементу прискорювача входить корпус індуктора та безпосередньо індуктор.

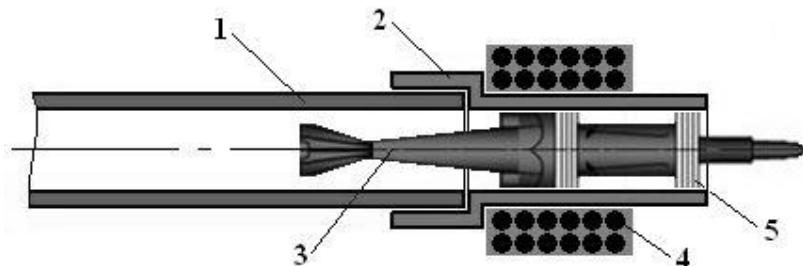


Рис. 9. Варіант дообладнання танкової гармати коаксіальним індукційним прискорювачем: 1 - ствол, 2 – корпус індуктора, 3 – снаряд, 4 – індуктор, 5 – струмопровідні кільця бронебойно-підкаліберного снаряда

Під час протікання змінного струму у індукторі відбудеться індукція струму у двох струмопровідних кільцях, що розташовані безпосередньо на снаряді та виникнення сили, яка забезпечить додаткове прискорення снаряду (рис. 10).

Для підвищення ефективності дії прискорювача пропонується виготовлення другого кільця на снаряді у вигляді півкільця з під'єднаною до нього ємністю. Таким чином, в перший півперіод розряду прискорення снаряду відбуватиметься за рахунок взаємодії струмів у першому кільці та індукторі. В той же час в другому кільці

відбудуватиметься накопичення енергії. В подальшому прискорення снаряду забезпечиться взаємодією розрядного струму у другому кільці та струму, що виникає у другому полу періоді розряду на індукторі. Тобто відбудеться зростання сили прискорення за рахунок зростання струму у другому кільці з відповідним підвищеннем ефективності прискорення.

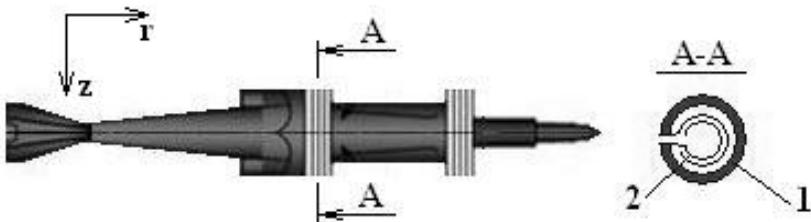


Рис. 10. Варіант устрою струмопровідних кілець з накопичувачем енергії:
1 – струмопровідне напівкільце, 2 – електрична ємність

Подальший розвиток техніки може привести до комплексного вирішення питання енергозабезпечення бронеоб'єктів [14].

Висновки

Доцільно модернізацію танкового озброєння здійснювати на основі сумісного використання електричної та хімічної джерел енергії. За цим принципом, підвищення вогневої потужності танків можливо шляхом дообладнання гармати системою індукційно-динамічного прискорювача. Використання вибухо-магнітного генератора як джерела енергії прискорення дозволяє досягти переваг електрохімічних джерел щодо їх компактності. Розміщення такого джерела зовні машини забезпечить безпеку екіпажу та обладнання танка від електромагнітного випромінювання.

Література: 1. Болюх В.Ф., Коритченко К.В. Основні напрямки розвитку електромеханічних імпульсних прискорювачів // Електротехніка і електромеханіка, Х.: НТУ «ХПІ», 2009. - №4. – С. 7-13. 2. Wolfram Witt, Marcus Loffler The Electro-magnetic Gun - Closer to Weapon-System Status // Military Technology, 1998, No 5. - p. 80-86. 3. McNab I.R. Launch to space with an electromagnetic railgun // IEEE Trans. Magnetics, 2003. - vol. 39, No.1. – pp. 295 – 304. 4. Shvetsov G.A., Rutberg P.G. Kolikov V.A. Electric launch in Russia. A review of recent results // IEEE Trans. Magnetics, 1999. - vol. 35, No.1. – pp.37 – 43. 5. Василенко В.В., Усенко Н.М., Полещук В.А. Импульсные источники электрической энергии для электромагнитных средств вооружения // Информационно технический бюллетень танковых войск, 1990. - № 19. – С. 62-68. 6. Snow W.S., Willig R.L. Design criteria for brush commutation in high speed traveling wave coilgun // IEEE Trans. Magnetics, 1991. - vol. 27, No.1. – pp. 654 – 659. 7. Balikci A. Zabar Z. Birenbaum L. Improved performance of liner induction launchers // IEEE Trans. Magnetics, 2005. - vol. 41, No.1. – pp. 171 – 175. 8. Elliott D.G. Travelling-wave synchronous coilgun // IEEE Trans. Magnetics, 1991. - vol. 27, No.1. – pp. 647 – 649. 9. He J.L., Zabar Z., Levi E. Transient performance of linear induction launchers // IEEE Trans. Magnetics, 1991. - vol. 27, No.1. – pp. 585 – 590. 10. Andrews J.A., Devine J.R. Armature design for coaxial induction launchers // IEEE Trans. Magnetics, 1991. - vol. 27, No.1. – pp.639 – 643. 11. Гришин Ю. Перспективы развития морских артиллерийских систем крупного калибра // Зарубежное военное обозрение, 2008. - № 9. – С. 72-75. 12. Ph. Bidorinietc, M. Aragier 120mm weapon integration constraints in a heavy tank // 13th EML Symposium, May 22-25, Berlin, Germany. - paper 96. 13. B. Goodell Electrothermal chemical (ETC) armament system integration into a combat vehicle // 13th EML Symposium, May 22-25, Berlin, Germany. - paper 86. 14. Иванов О. Американский электрический танк АЕТ // Зарубежное военное обозрение, 1997. - № 4. – С. 25-29.

Кочерга А.Г., Корытченко К.В.

**СРЕДСТВА УСКОРЕНИЯ БРОНЕБОЙНО-ПОДКАЛИБЕРНОГО СНАРЯДА
ТАНКОВОЙ ПУШКИ**

На основе анализа параметров ускорителей определены возможные направления повышения огневой мощи бронетанковой техники. Модернизацию системы вооружения танка Вооруженных Сил Украины в условиях ограниченного финансирования целесообразно осуществлять путем дооборудования пушки системой индукционно-динамического ускорения.

Kocherga A.G., Korytchenko K.V.

MEANS OF ACCELERATION OF ANTITANK PROJECTILE IN TANK GUN

It was proposed possible directions of increase of fire power of armoured vehicles on the basis of analysis of parameters of acceleration devices. It is expedient to carry out modernization of the system of tank armament of Military Forces of Ukraine in the conditions of the limited financing by supporting of gun by the system of induction-dynamic acceleration.

УДК 621.829

Лисіков С.М., Онопрейчук Д.В.

**ШВИДКІСТЬ ЗНОСУ СПРЯЖЕНЬ В ГІДРОПРИВОДАХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ПРИ ОБРОБЦІ РОБОЧОЇ РІДINI ЕЛЕКТРОСТАТИЧНИМ ПОЛЕМ**

Вступ

За думкою багатьох експертів ХХІ століття ознаменується новою науково-технічною революцією, пов'язаною з так званими нанотехнологіями. Реалізація нанотехнологій можлива шляхом впливу електричних полів на рідкі мастильні середовища, до числа яких відносяться робочі рідини гідроприводів технічних систем. Це зумовлено тим, що головні зв'язки між молекулами, атомами мають електричну природу. Вплив зовнішніх електричних полів дозволяє структурувати такі зв'язки і тим самим змінювати властивості та структуру рідких мастильних середовищ в тому числі робочі рідини гідроприводів технічних систем.

Аналіз науково-дослідних робіт в останні десятиліття (США, Західна Європа, Росія) показує, що одним із перспективних способів підвищення ресурсу технічних систем є встановлення закономірностей на рівні формування структур, які шляхом відповідних маніпуляцій окремими молекулами призводять до створення нових матеріалів.

Метою експериментальних досліджень є вивчення процесу зміни швидкості зносу аксіально-поршневих насосів гідроприводів в часі при електростатичній обробці робочої рідини.

Основний матеріал. Швидкість зносу пар тертя визначає ресурс аксіально-поршневих насосів гідроприводів та впливає на їх основні характеристики, такі як «подача - тиск». Вона залежить від ряду таких факторів, як природа поверхні тертя та робочої рідини, а також режими навантаження. До них відносяться контактні тиски на поверхнях тертя, відносні швидкості ковзання поверхонь, температура робочої рідини і поверхні тертя в місцях контакту. Поєднання всіх цих факторів визначає вид машинення вузлів тертя і, відповідно, їх знос.

Оскільки в спряженнях («плунжер-блок циліндрів», «розподільчий диск – блок циліндрів»), які визначають ресурс аксіально-поршневих насосів, реалізується контакт поверхонь по площині, то при проведенні експериментальних досліджень була прийнята пара тертя з таким самим контактом поверхонь «колодка - ролик». Випробування на знос проводились на машині тертя СМТ – 1. На рис.1 зображена схема та загальний вигляд лабораторної установки для проведення зносних випробувань з використанням машини тертя.

Матеріали зразків (ролика і колодки) були підібрані у відповідності з матеріалами плунжерної пари, що використовуються в серії насосів 224.20, 313.3.55. На основі аналізу конструкцій матеріал колодки бронза Бр.012, ролика – сталь 38Х2МЮА. Шорсткість поверхні колодки і ролика підбиралась на основі конструкторської документації на вказаний насос, тим самим, забезпечувалась необхідна фактична площа контакту.

Виготовлення та підготовка до випробовувань зразків, а також методика визначення зносу відбувалась згідно ГОСТ 23.224 – 86.

Електростатичним полем оброблювалась робоча рідина ВМГЗ, що широко використовується в гідроприводах. Конструкція приладу для обробки електростатичним полем робочої рідини приймалась у відповідності з рекомендаціями [1,2].

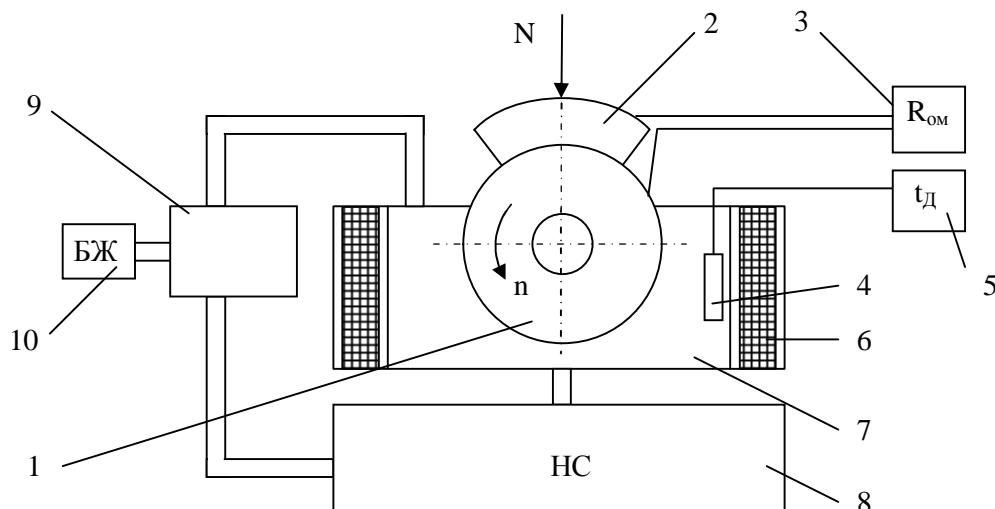


Рис. 1 – Схема лабораторної установки для проведення зносних випробувань пари тертя «колодка – ролик» на машині тертя СМТ - 1: 1 – ролик; 2 – колодка; 3 – омметр; 4 – термодатчик; 5 – терморегулятор; 6 – нагріваючий елемент; 7 – ємкість; 8 – насосна станція; 9 – пристрій для обробки РР; 10 – блок живлення.

Перед проведенням експериментальних досліджень були встановлені значення факторів, які залишались незмінними:

- швидкість потоку робочої рідини в приладі – 6 м/с [1,2];
- температура робочої рідини в баку насосної станції – 70 °C;
- тиск в контакті – 8 МПа [1];
- лінійна швидкість ковзання ролика – 0,3 м/с[1,2].

Значення тиску в kontaktі і швидкості ковзання ролика забезпечують граничне змащення пари тертя в усьому дослідному діапазоні.

Під час дослідження швидкості зносу спряжень аксіально-поршневих насосів в залежності від напрацювання робочої рідини вирішувалась основна задача –

встановлення закономірності, що описується функцією:

$$V_U = f(E, T), \quad (1)$$

де V_U – швидкість зносу колодки в режимі граничного мащення;

E – напруженість зовнішнього електростатичного поля в пристрої для обробки робочої рідини;

T – напрацювання робочої рідини в гідравлічній системі.

Таким чином, проведення досліджень передбачало реалізацію серії незалежних вимірювань швидкості зносу колодки при використанні проб робочої рідини з напрацюванням 0, 500, 1000, 1500, 2000 маш.-год. та зміною напруженістю зовнішнього поля $0,5 \times 10^6$; 1×10^6 ; $1,5 \times 10^6$ В/м. Швидкість зносу оцінювалась за величиною вагового зносу колодки, тобто за допомогою аналітичних терезів ВЛР-200 з похибкою не більше 0,01 г оцінювалась втрата ваги колодки в процесі проведення випробувань.

Для визначення мінімально необхідної повторюваності дослідів були проведенні попередні випробування. Десятикратно вимірювалась швидкість зносу колодки при температурі робочої рідини з нульовим напрацюванням 70 °C, контактним тиском 8 МПа і швидкості ковзання ролика 0,3 м/с. Мінімально необхідна повторюваність вимірювань визначалась нерівністю [3,4]

$$n_{min} \geq \frac{\sigma^2 \cdot t_{kp}^2}{\Delta^2 \cdot h_{cp}^2}, \quad (2)$$

де σ – середньоквадратичне відхилення вимірювань;

t_{kp} – табличне значення коефіцієнта Стьюдента, $t_{kp} = 1,81$ [3] при надійності результатів $P=0,9$;

Δ - допустима відносна похибка вимірювань, $\Delta=0,1$ [4];

h_{cp} – середнє арифметичне значення результатів вимірювань.

Після попередніх вимірювань і розрахунків встановлена двократна повторність дослідів.

За результатами досліджень отримано рівняння регресії, що описує в дослідному діапазоні закономірність зміни швидкості зносу колодки в залежності від напрацювання випробуваної робочої рідини та напруженості зовнішнього електростатичного поля:

$$\begin{aligned} V_U(E, T) = & 2,8 - 4,59 \cdot E + 3,21 \cdot 10^{-4} \cdot T + 2,11 \cdot E^2 + \\ & + 2,5 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 3,42 \cdot 10^{-4} \cdot E \cdot T \end{aligned} \quad (3)$$

Отримане рівняння регресії (3) графічно відображене на рис. 2...3.

Аналіз результатів досліджень показує, що із зростанням напрацювання робочої рідини швидкість зносу нелінійно зростає як для необробленої, так і для обробленої робочої рідини, рис. 2. Для варіанту необробленої робочої рідини швидкість зносу збільшується з 1,5 мг / год до 3,25 мг / год, тобто більш ніж в 2 рази за період роботи 2000 маш.-годин, рис. 2 крива 4. Для варіанту робочої рідини, підданої електростатичній обробці на збільшення швидкості зносу в часі також впливає напруженість зовнішнього поля. Так при напруженості зовнішнього поля $0,5 \times 10^6$ В/м

швидкість зносу зростає в 2,3 рази за 2000 маш.-годин, рис. 2 крива 1, а при напруженості поля $1,5 \times 10^6$ В/м швидкість зносу збільшується в 1,9 рази, рис.2 крива 3.

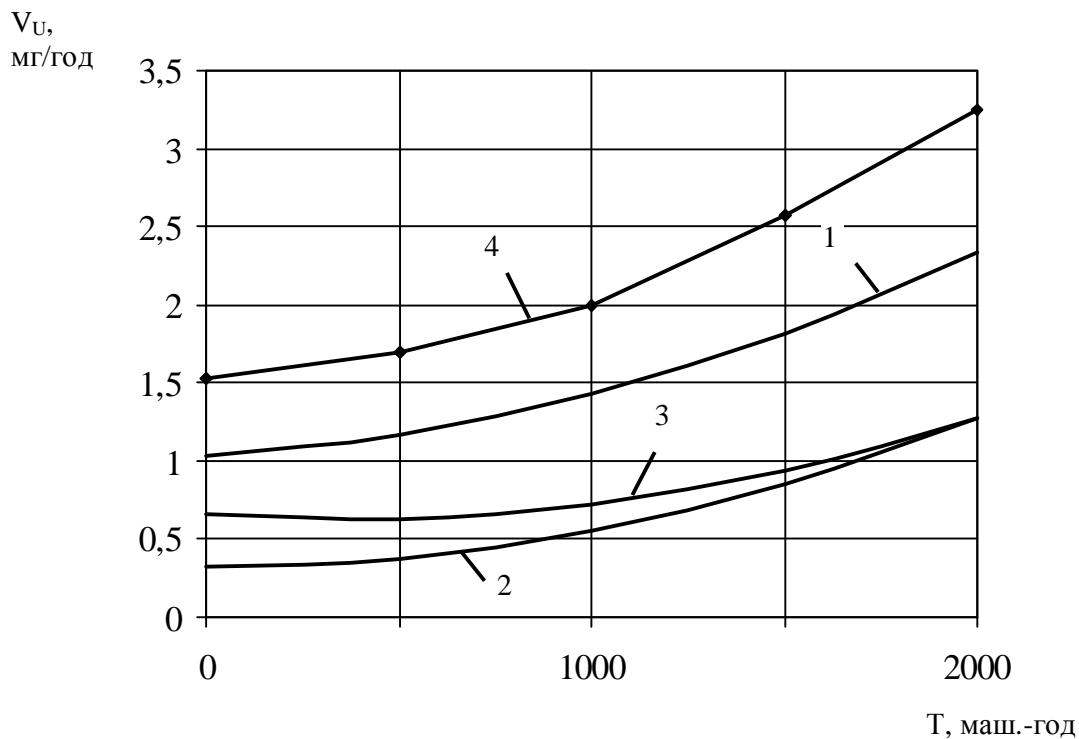


Рис.2 – зміна швидкості зносу колодки в часі:
1 – при $E = 0,5 \cdot 10^6$ В/м; 2 – при $E = 1 \cdot 10^6$ В/м; 3 – при $E = 1,5 \cdot 10^6$ В/м; 4 – при $E = 0$.

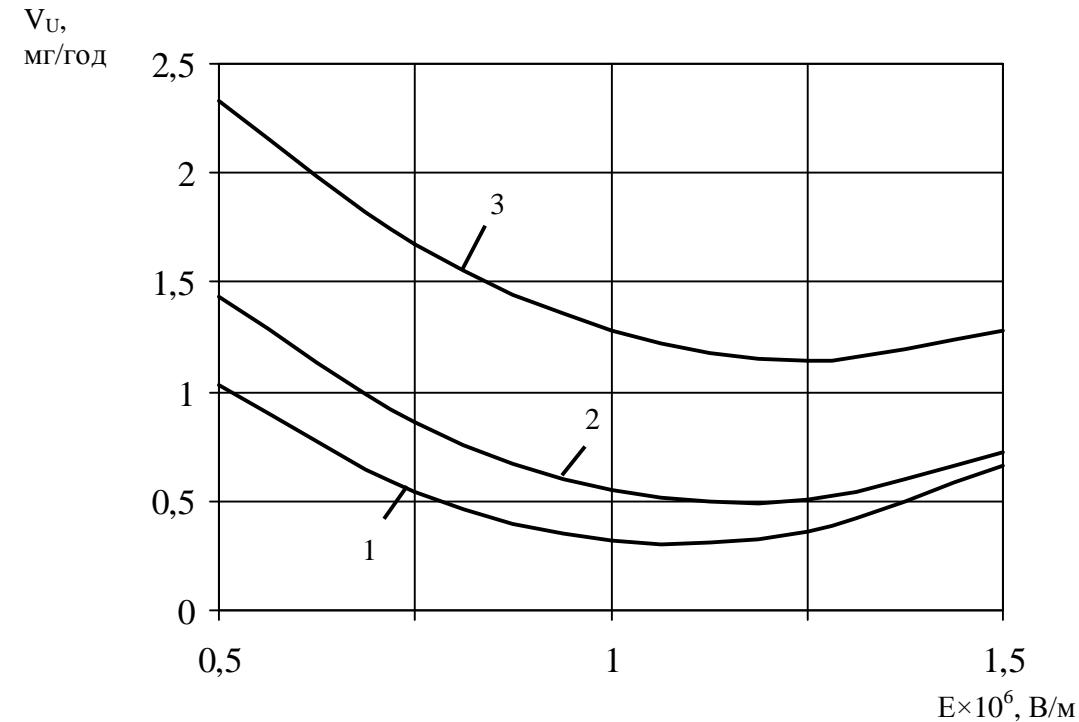


Рис.3 – зміна швидкості зносу колодки в залежності від напруженості зовнішнього поля:

1 – при $T = 0$; 2 – при $T = 1000$ маш.-год; 3 – при $T = 2000$ маш.-год.

Порівняння кривих зміни швидкості зносу в часі для необробленої і обробленої робочої рідини говорить про суттєвий вплив електростатичної обробки робочих рідин на швидкість зносу пар тертя аксіально-поршневих насосів. Згідно рис. 2, застосування електростатичної обробки робочої рідини знижує швидкість зносу до 5 разів для рідини в стані поставки і до 4 разів для рідини, що відпрацювала в гідралічній системі машини.

У проведених експериментальних дослідженнях також встановлена закономірність зміни швидкості зносу пар тертя аксіально-поршневих насосів від напруженості зовнішнього електростатичного поля, що діє на робочу рідину в пристрії для обробки. Згідно рис. 3, для будь-якого напрацювання робочої рідини в гідралічній системі зростання напруженості поля до якогось значення призводить до зниження швидкості зносу, а з подальшим збільшенням напруженості поля швидкість зносу зростає. Тобто функція швидкості зносу від напруженості поля на всьому досліджуваному діапазоні має мінімум, причому із зростанням напрацювання робочої рідини такий мінімум зсувається в область більших значень напруженості поля. Так для робочої рідини в стані поставки мінімум функції має місце при напруженості $1,1 \times 10^6$ В/м, а для робочої рідини з напрацюванням 2000 маш.-год - при напруженості $1,25 \times 10^6$ В/м.

Висновки

1. На основі експериментальних даних встановлена закономірність зміни швидкості зносу пар тертя технічних систем від напруженості зовнішнього електростатичного поля, що діє на робочу рідину, та напрацювання робочої рідини.
2. Застосування електростатичної обробки робочої рідини призводить до зниження швидкості зносу пар тертя аксіально-поршневих насосів до 5 разів для рідини в стані поставки та до 4 разів для рідини, що відпрацювала в гідралічній системі машини 2000 маш.-год.
3. Проведенні експериментальні дослідження дозволяють встановити раціональні значення параметрів електростатичного поля в залежності від напрацювання, що коливаються в межах $(1,1 \dots 1,25) \times 10^6$ В/м

Література: 1. Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысиков и др. Повышение ресурса технических систем путем воздействия электрическими и магнитными полями.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2006 – 544с. 2. Косолапов В.Б. Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин при воздействии внешнего электрического поля на рабочую жидкость. – Дис. канд. техн. наук.– Харьков, 1995.- 212 с.. 3. Основы научных исследований. Грушко И.М., Сиденко В.М. – 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1983. – 224 с. 4. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. - Киев: Техника, 1975. - 168 с. 5. Лысиков Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин – Харьков: ЭДНА, 2009 – 274 с

Лысиков Е.Н., Онопрейчук Д.В.

СКОРОСТЬ ИЗНОСА СОПРЯЖЕНИЙ В ГИДРОПРИВОДАХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРАБОТКЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИМ ПОЛЕМ

Рассматривается влияние электростатической обработки рабочей жидкости на скорость износа пар трения технических систем. Согласно экспериментальных исследований рациональными параметрами электростатического поля есть напряженность $(1,1 \dots 1,25) \times 10^6$ В / м в зависимости от наработки рабочей жидкости.

Lysikov Y.M., Onopreychuk D.V.

THE RATE OF CONJUGATE WEAR IN HYDROLIC DRIVE TECHNICAL SYSTEMS
WHILE FURNISHING THE WORKING FLUID BY ELECTROSTATIC FIELD

The influence of electrostatic processing fluid on the rate of wear of friction pairs of technical systems is considered. The experimental studies prove the rational parameters of electrostatic field in the range of tension $(1,1 \dots 1,25) \times 10^6$ V / m depending on the utilization period of the working fluid.

УДК 629.1.032:656.13:681.3

Никонов О.Я.

**ОБЪЕКТЫ БРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ КАК КОМПОНЕНТЫ
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕМ
С ЕДИНЫМ ИНФОРМАЦИОННЫМ ПРОСТРАНСТВОМ**

Постановка проблемы

В настоящее время в вооруженных силах многих стран создаются единые системы вооружения сухопутных войск, ядром которых являются боевые бронированные машины (ББМ). Компоненты таких систем входят в автоматизированную систему управления боем с единым информационным пространством и взаимно дополняют друг друга своими средствами поражения [1-3]. США являются пионерами процесса единой системы вооружения, другие страны только в начале пути создания единой системы вооружения (Германия, Франция, Великобритания, Испания, Италия и др.). Создание единой системы вооружения позволит повысить эффективность управления, а значит боевую эффективность группировки, реализовать возможности многовариантных действий, адекватных масштабам и характеру действий противника, наладить информационно-техническое взаимодействие контуров управления различными видами боевого и технического обеспечения [1].

Прежде всего, для интеграции в такую систему ББМ необходимо оборудовать комплексом датчиков и сенсорных устройств:

- оптических, тепловизионных, радиолокационных миллиметрового диапазона для автоматического обнаружения и сопровождения наземных и воздушных целей;
- внешних условий – химического и радиационного фонов, контроля климатических условий, предупреждения о ракетной атаке, лазерной и радиолокационной подсветке и т.д.;
- внутренние – техническое состояние машины и вооружения, физическое состояние экипажа.

Функционирование этого оборудования предполагает наличие прямой и обратной связи, как по вертикали, так и по горизонтали, что и может быть осуществлено путем применения информационного обеспечения со следующей структурой:

- единая картина тактической обстановки;
- интеллектуальная связь;
- высокотехнологичное вооружение;
- защита и оборона нового поколения;
- навигационная система.

Применение такой системы предполагает не только рационализацию вооружения ББМ, но и изменение подхода к их защищенности путем снижения роли пассивной защиты и обеспечением защищенности путем повышения скрытности, уменьшения демаскирующих факторов, предупреждения и срыва обнаружения и целеуказания, упреждения и уничтожения боеприпасов на подлете к ББМ. Кроме того, не последняя роль в такой системе должна отводиться автоматическим и роботизированным комплексам для уменьшения числа операторов, находящихся непосредственно в зоне боевых действий. Таким образом, завершается трансформация представления о ББМ, как о сложной технической системе. ББМ сегодня состоит уже не из трех основных систем (элементов подвижности, защиты и комплекса вооружения), а из четырех комплексов: подвижности, защиты, информационно-интеллектуального и вооружения [1-3].

Аналіз последніх ісследований и публікаций

В последнее время разработано достаточно большое количество методов, позволяющих синтезировать высококачественные системы управления динамическими объектами с неизвестными или переменными параметрами. Однако, эти системы, как правило, сложны и в них требуется измерять или идентифицировать все изменяющиеся параметры.

В связи с этим целесообразно разрабатывать новые подходы и методы на основе новой идеологии управления. В том числе и на основе нейронных сетей (НС) [4-12]. Системы автоматического управления, построенные с использованием этих сетей, имеют заметные преимущества перед традиционными системами. В частности, они не требуют точного знания математических моделей объектов управления (ОУ), могут работать в условиях параметрической неопределенности этих объектов, малочувствительны к изменениям параметров ОУ (проявляют свойства робастности), устойчивы к помехам, легко реализуются с использованием типовых контроллеров и позволяют использовать параллельные вычисления.

Известны типовые НС с предварительной настройкой параметров и с их настройкой в реальном масштабе времени (РМВ) в процессе функционирования систем [6]. Первые предназначены для работы с объектами, параметры которых в процессе эксплуатации не изменяются, а вторые – для управления объектами с существенно и непредсказуемо изменяющимися параметрами. При этом, как правило, перенастройка параметров в указанных НС в РМВ требует использования высокопроизводительных управляющих ЭВМ, так как изменения этих параметров различными методами оптимизации сопровождаются выполнением довольно большого объема вычислений.

В последние годы появились публикации, в которых описываются особенности использования НС для управления различными динамическими объектами [13-15]. Однако, параметры этих объектов в процессе управления принимаются постоянными, и процесс настройки сети в редких случаях удается выполнить в РМВ.

Среди НС наибольший интерес представляют так называемые нейрофаззи (нейро-нечеткие) сети [7-11]. Алгоритм формирования этих сетей построен на основе системы нечеткого вывода [5-7], требующей ручной настройки параметров. Это является главным препятствием применения нечетких регуляторов в адаптивных системах. С другой стороны, рассматривая систему нечеткого вывода как нейронную сеть, можно применить метод обратного распространения ошибки с целью поиска оптимальных коэффициентов нечеткой системы вывода, удовлетворяющих условию адекватного отображения тестовых (обучающих) данных. Это значительно облегчает практическое решение задачи формирования указанных регуляторов. Применение алгоритмов автоматической настройки параметров нейрофаззи сети на основе обратного распространения ошибки позволяет избежать процесса ручной настройки. Однако в этом случае в

процесі з настройки параметрів указаної мережі все ж требуються достаточно великі часові затрати. Так як обчислювальна складність алгоритмів настройки НС пропорційна кількості використовуваних навчальних даних, то при введенні місцевої оптимізації можна значно зменшити обсяг цих постійно оновлюваних навчальних даних і тем самим значно зменшити потужність використовуваних обчислювальних засобів, розв'язуючи завдання настройки мережі в РМВ.

Поскольку нейрофаззи системи відноситься до легко настраиваних і обладають властивістю розуміння, то ці властивості можуть дозволити забезпечити їх ефективне використання для управління складними нелинейними динамічними об'єктами з несподіваними і значною (непредвидимими) змінами параметрів. В даній статті такі системи предполагається використовувати для інтегрованої інтелектуальної інформаційно-управляючої системи танка [16].

Формулювання цілі

Целью роботи є побудова ефективної інтегрованої інтелектуальної інформаційно-управляючої системи танка (ТИУС) як компонентів єдиної автоматизованої системи управління боєм з єдиним інформаційним простором на основі новітніх інформаційних та спутникової технології.

Розробка інтегрованої інтелектуальної ТИУС

Інтелектуальні ТИУС повинні виконувати наступні функції: збирання, передача, обробка та обмін інформацією між окремими машинами (единицями боєвого інформаційного простору), а також підразделеннями машин (підрозділами боєвого інформаційного простору), а також управління взаємодією цих підрозділів. ТИУС також керує системами та агрегатами самого танка.

На рис. 1 приведено приклад структури інтеграції інтелектуальних ТИУС.



Рисунок 1 – Пример інтеграції основних систем ТИУС

Рассмотрим интегрированную интеллектуальную ТИУС на основе нейрофаззи сетей с архитектурой ANFIS (Adaptive Neuro Fuzzy Inference System) [5, 9]. Структура такой сети приведена на рис. 2. Первый слой сети распределяет входные сигналы по функциям принадлежности второго слоя, производящего фаззификацию переменных, а третий слой реализует логические операции над нечеткими множествами. В последних двух слоях реализуется вычисление линейной комбинации входов и выходов слоя правил. В данной сети необходимо осуществлять настройку параметров входного слоя (слоя функций принадлежности), при этом в качестве функции принадлежности используется функция Гаусса. Ширина и центр этой функции определяются в дальнейшем в ходе настройки параметров методом обратного распространения ошибки (генетическими алгоритмами). Коэффициенты линейной комбинации в выходном слое сети целесообразно находить с помощью метода наименьших квадратов [11, 12].

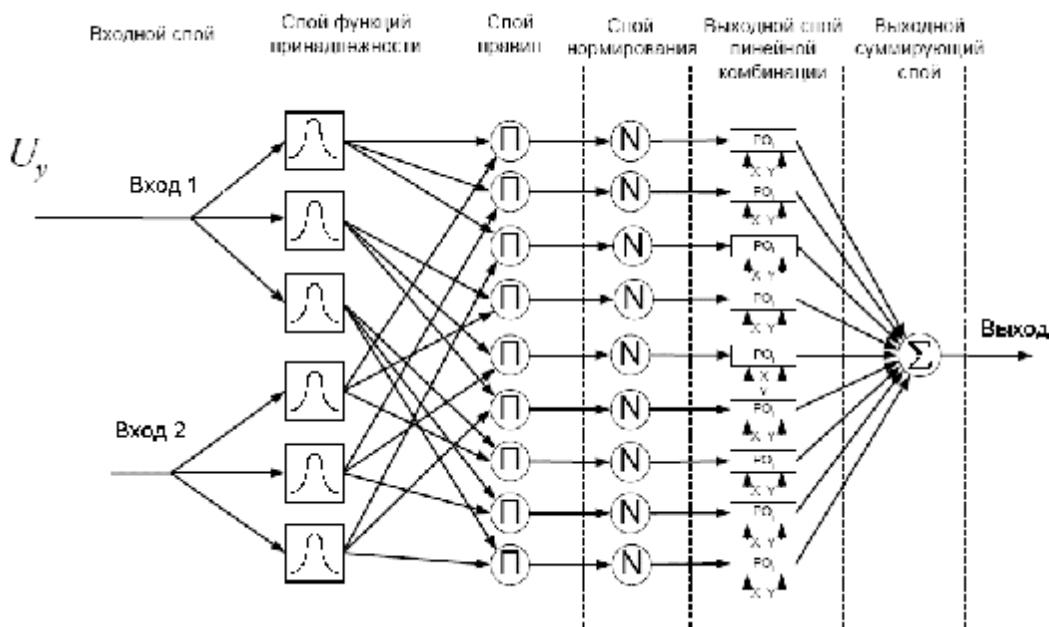


Рисунок 2 – Шестислойная нейрофаззи сеть ANFIS архитектуры

Для вычисления параметров сети необходимо сформировать обучающее множество, состоящее из тестового и целевого векторов. Тестовый вектор представляет собой совокупность последовательно подаваемых на вход сети сигналов, отличающихся амплитудой и продолжительностью. Целевой вектор представляет собой совокупность значений выходной координаты в дискретные моменты времени. Размерности целевого и тестового векторов совпадают. Число тестовых данных должно быть достаточно большим для получения достоверной информации о динамических свойствах ОУ. В системах, работающих в РМВ, размерность этих векторов ограничивается производительностью управляющей ЭВМ.

На рис. 3 представлена структурная схема контуров управления интегрированной интеллектуальной ТИУС, построенной с использованием НС, работающей в РМВ и использующей принцип прямого инверсного управления. На начальном этапе работы рассматриваемой системы параметры ОУ неизвестны, НС является ненастроенной и не может обеспечивать качественного управления этим ОУ до тех пор, пока она не обучится полностью хотя бы один раз. Однако для формирования обучающей выборки необходимые данные следует снимать с уже работающей системы. Поэтому для полу-

чения этой выборки на начальном этапе настройки НС в систему вводится типовой регулятор Р (например, ПИД-регулятор), обеспечивающий хотя бы приемлемое качество ее работы. После формирования первой обучающей выборки (особенности формирования этих выборок будут обсуждаться ниже) происходит обучение НС, которая в результате становится инверсной моделью ОУ и устанавливается в прямую цепь управления вместо типового регулятора Р. Эта замена осуществляется с помощью блока переключения БП. Для обеспечения непрерывного процесса настройки НС и управления ОУ в системе используется две НС. Первая из них непрерывно обучается, а вторая (с предыдущей настройкой) обеспечивает процесс управления. После очередного переобучения НС ее параметры копируются во вторую (управляющую) НС и процесс повторяется. Это позволяет не прерывать управление объектом на время переобучения сети.

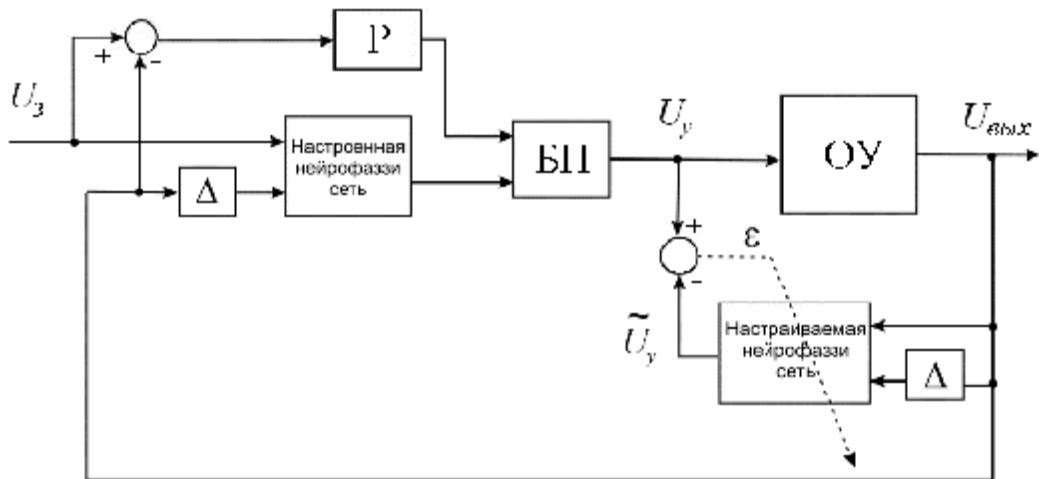


Рисунок 3 – Структурная схема контуров управления интегрированной интеллектуальной ТИУС с нейрофаззи сетью:

$U_3, U_{\text{вых}}$ – соответственно, задающий и выходной сигналы системы;

U_y – сигнал управления ОУ; \tilde{U}_y – выходной сигнал настраиваемой НС;

e – сигнал ошибки настройки; Δ – блоки задержки; Р – типовой регулятор;
БП – блок переключения

Для решения задачи используется следующий подход. Вся обучающая выборка формируется на основе не одного, а двух массивов данных. Первый массив $H \in R^{m \times s}$ состоит из данных, полученных на основе измерений в процессе работы системы, а второй массив $P \in R^{p \times s}$ содержит данные, полученные на основе массива H и прогнозирующие поведение управляемого ОУ на небольшом промежутке времени в будущем.

Результаты расчетов системы наведения и стабилизации танковой пушки

Рассмотрим более подробно контур управления системой наведения и стабилизацией танковой пушки [16]. Современные танки оснащены двухплоскостной системой наведения и стабилизации. Не смотря на то, что стабилизаторы плоскостей существенно отличаются по конструкции, выполнены они по одной функциональной схеме, и представляют собой замкнутые системы управления по отклонению оси канала ствола от заданного наводкой направления.

На рис. 4 приведены расчетные динамические процессы для стохастической системы наведения и стабилизации пушки танка Т-80УД при движении по среднепересеченной местности.

Анализ приведенных динамических процессов, а также многочисленные исследования, позволяют сделать вывод о том, что введение в контур управления НС позволяет уменьшить колебательность танковой пушки в вертикальной плоскости $\Delta j_z(t)$ до 45%, а в горизонтальной плоскости $\Delta j_\delta(t)$ до 40% (при этом относительная выборочная дисперсия не превысила 5%), т.е. повысить точность системы наведения и стабилизации. Кроме этого системы управления с НС обученной с помощью модифицированного генетического алгоритма (ГА), как видно из рис. 4, позволяют значительно уменьшить низкочастотные колебания пушки, что говорит, безусловно, в качестве систем управления с НС.

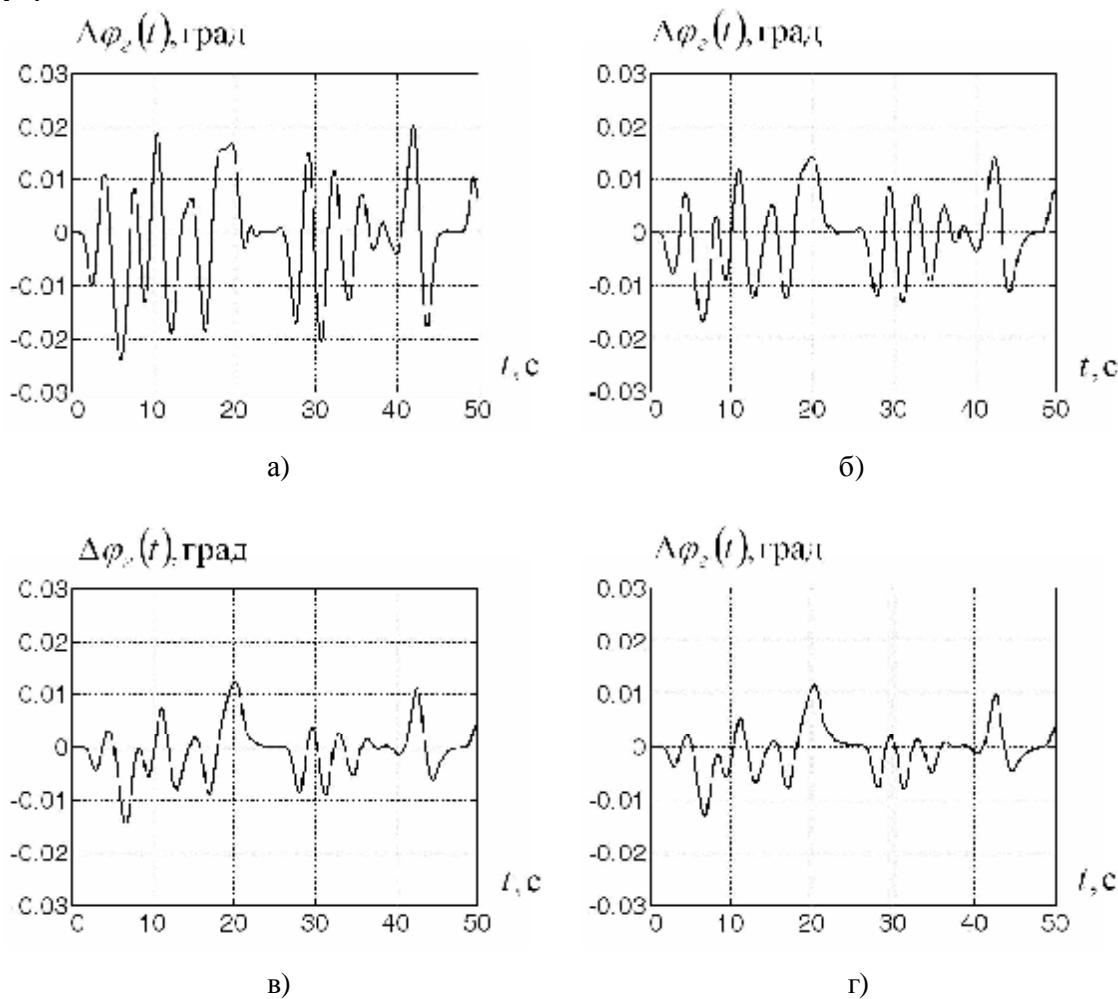


Рисунок 4 – Динамические процессы для системы наведения и стабилизации пушки танка Т-80УД при движении по среднепересеченной местности:
 а – для штатного блока управления;
 б, в, г – для блока управления с НС, обученной с помощью:
 алгоритма обратного распространения (б); модифицированного ГА (в);
 модифицированного ГА + алгоритм обратного распространения (г)

Выводы и перспективы дальнейших исследований

В работе построена эффективная интегрированная интеллектуальная информационно-управляющая система танков, как компонентов единой автоматизированной системы управления боем с единым информационным пространством на основе нейрофаззи сетей с архитектурой ANFIS. На примере системы наведения и стабилизации танковой пушки построена система нейрофаззи управления и проведены расчеты. Для дальнейших исследований необходимо создание методик синтеза автоматизированной системы управления боем в целом.

Литература: 1. Анипко О.Б. Концептуальное проектирование объектов бронетанковой техники / О.Б. Анипко, М.Д. Борисюк, Ю.М. Бусяк. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 196 с. 2. Рябчук В.Д. Проблемы теории и практики создания единой автоматизированной системы управления тактического звена / В.Д. Рябчук, В.И. Ничипор // Военная мысль. – 2010. – №5. – С. 55–60. 3. www.army-guide.com. 4. Филимонов Н.А. О применимости схем нейронного управления на основе инверсно-прямой модели обучения / Н.А. Филимонов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2004. – №10. – С. 54–60. 5. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. – М.: Горячая линия–Телеком, 2004. – 452 с. 6. Методы робастного, нейро-нечеткого и адаптивного управления / Под ред. Н.Д. Егупова. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 744 с. 7. Borgelt Ch. Neuro-Fuzzy-Systeme: von den Grundlagen kuenstlicher Neuronaler Netze zur Kopplung mit Fuzzy-Systemen / Ch. Borgelt. – Wiesbaden: Vieweg, 2003. – 434 p. 8. Nelles O. Nonlinear system identification with local linear neuro-fuzzy models / O. Nelles. – Aachen: Shaker, 1999. – 179 p. 9. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – Chichester: Wiley, 2004. – 628 p. 10. Liu G.P. Nonlinear identification and control: a neural network approach / G.P. Liu. – London: Springer, 2001. – 210 p. 11. Vas P. Artificial-intelligence-based electrical machines and drives: application of fuzzy, neural, fuzzy-neural and genetic-algorithm-based techniques / P. Vas. – Oxford: Oxford Univ. Press, 1999. – 625 p. 12. Spooner J.T. Stable adaptive control and estimation for nonlinear systems: neural and fuzzy approximator techniques / J.T. Spooner. – New York: Wiley-Interscience, 2002. – 545 p. 13. Denai M.A., Attia S.A. Fuzzy and neural control of an induction motor / M.A. Denai, S.A. Attia // Appl. Math. Comput. Sci. – 2002. – Vol.12. – №2. – PP. 221–233. 14. Neural Network-Based System Identification and Controller Synthesis for an Industrial Sewing Machine / H. Kim, S. Fok, K. Fregene [et al.] // Int. Journal of Control, Automation and Systems. – 2004. – Vol.2. – №1. – PP. 83–91. 15. Kumar G., Harley R.G. Two Separate Continually Online-Trained Neurocontrollers for Excitation and Turbine Control of a Turbogenerator / G. Kumar, R.G. Harley // IEEE Trans. In industry applications. – 2002. – Vol.38. – №3. – PP. 887–893. 16. Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем / [Александров Є.Є., Александрова Т.Є., Ніконов О.Я. та ін.]; за ред. Є.Є. Александрова. – Харків: НТУ «ХПІ», 2003. – 137 с.

Ніконов О.Я.

ОБ'ЄКТИ БРОНЕТАНКОВОЇ ТЕХНІКИ ЯК КОМПОНЕНТИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВЗАЄМОДІЮ З ЄДИНИМ ІНФОРМАЦІЙНИМ ПРОСТОРОМ

В роботі побудована ефективна інтегрована інтелектуальна інформаційно-керуюча система танків, як компонентів єдиної автоматизованої системи керування боєм з єдиним інформаційним простором на основі нейрофаззи мереж з архітектурою ANFIS. На прикладі системи наведення та стабілізації танкової гармати побудована система нейрофаззи керування і проведено розрахунки.

Nikonov O.J.

OBJECTS OF ARMOURED VEHICLES AS COMPONENTS
INTELLIGENT CONTROL SYSTEM OF INTERACTING
WITH UNIFORM INFORMATION SPACE

The effective integrated intelligent informational-controlling system of tanks, as components of the uniform automated control system by battle with uniform information space on a basis neuro-fuzzy networks with ANFIS architecture is constructed. By the example of a guidance and stabilization system of a tank gun control neuro-fuzzy system is constructed and calculations are conducted.

УДК 656.11

Степанов О.В.

**БЕЗПЕКА РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА
ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНА НАПРУЖЕНІСТЬ ВОДЯ**

Вступ

Технічне вдосконалювання транспортних засобів за останні роки значно випередило розвиток можливостей людини по керуванню ними. Інформаційна насиченість сучасного дорожнього руху й високі швидкості автомобілів значно підвищують вимоги до своєчасного й правильного сприйняття обстановки. У вітчизняній і закордонній літературі, що присвячена аналізу аварійності на дорогах, неодноразово вказувалося на необхідність прямого вивчення процесу сприйняття водієм дорожніх умов і більше повного обліку його психофізіологічних особливостей і можливостей у нормах і методах проектування доріг й організації руху.

Необхідність проведення комплексних досліджень сприйняття водієм дорожніх умов, оцінки його емоційної напруженості й функціонального стану центральної нервової системи викликала появу досліджень, що дозволяють у процесі руху фіксувати режим руху транспортних засобів й цілий ряд психофізіологічних показників водія.

Аналіз публікацій

В роботах [1,2,3,4,5] показано, що зміна умов руху супроводжується рядом зовнішніх проявів нервово-психічних процесів, що виникають в організмі водія – зміною частоти пульсу й подиху, частотою переміщення погляду водія з одних об'єктів на інші, зміною нервово-емоційної напруженості й ін. Це викликається ускладненням управління автомобілем, необхідністю подолання «психологічної інерції» при зміні стереотипу ритму руху, що виробився на попередніх ділянках, впливом несподіваних маневрів інших автомобілів, зменшенням відстані видимості. Особливо небезпечний передхідний період, коли водій змінює швидкість свого автомобіля, пристосовуючись до умов руху на новій ділянці дороги.

Ходові лабораторій дослідження дозволили провести порівняльну оцінку складності окремих маршрутів руху, вивчати такі важливі питання, як динаміка зміни працевздатності водія протягом робочого дня [6,7], вплив ступеня стомлення на надійність роботи водія [8,9], вплив дорожніх умов на величину порога сприйняття елементів дорожньої обстановки [10,11]. Крім цього, можливість реєстрації декількох психофізіологічних параметрів дозволяє з більшою надійністю виявляти різні стани водія, точніше оцінювати його реакції на вплив зовнішніх стимулів.

Таким чином, дослідження психофізіології водія, його професійної надійності для забезпечення безпеки дорожнього руху є актуальним завданням.

Мета та постановка задачі

Дуже часто реакція водія на який-небудь елемент дорожньої обстановки спрямована не на зниження швидкості руху, а на посилення емоційної напруженості, вплив якої позначається не в момент появи її перших ознак, а в міру поширення порушення в корі головного мозку. Тому водії часто допускають помилки не в момент виникнення аварійної ситуації, а через якийсь час, після, здавалося б, благополучного виходу з її. Цим, зокрема, пояснюється концентрація дорожньо-транспортних подій (ДТП) не на самій небезпечній ділянці дороги, а на деякому віддаленні від нього.

В зв`язку з цим необхідно дослідити зв`язок психофізіологічного стану водія – людського фактора під час руху автомобіля, з безпекою дорожнього руху.

Рішення задачі

Проблема надійності дорожнього руху вимагає знань зв`язку між психофізіологічними показниками роботи водія під час руху й дорожнimi умовами руху автомобіля. Більше того, через ще недостатню вивченість психофізіологічних показників людини тільки емпіричним шляхом можна визначити більшість характеристик надійності роботи водія.

У дослідженнях [12,13] було встановлено, що в реальній трудовій діяльності, коли на водія діє вібрація, шум, або коли водій випробовує недолік часу в переробці інформації гострота зору при сприйнятті малих об'єктів починає падати.

Серед об'єктів зорового сприйняття є такі, які охоплюються увагою водія протягом усього часу руху: зустрічні й попутні автомобілі, проїжджаюча частина, дорожні знаки, покажчики й пішоходи. Таким чином, у процесі руху зір – основне джерело інформації про навколошнє оточення яке викликає психоемоційну напруженість водія та спричиняє підвищення ризику виникнення ДТП.

Бінокулярний зір людини сприймає об'ємність предмета, дозволяє визначити дистанцію до нього, взаємне розташування в просторі ряду предметів й ін. Кут чіткого зору обох очей у горизонтальній площині становить 120° , але з ростом швидкості він зменшується. При швидкості близько 30 км/год. кут чіткого зору становить уже 100° , а при швидкості 100 км/ч поле зору обмежене кутом усього в 40° [14].

Здатність ока бачити форму об'єкта, чітко розрізняти його обриси й особливості, називається гостротою зору. Область гострого зору охоплюється конусом, що має кут усього в $3 - 4^\circ$, гарна гострота зору має конус в $7 - 8^\circ$, задовільна – в $12 - 14^\circ$ (рис.1.).

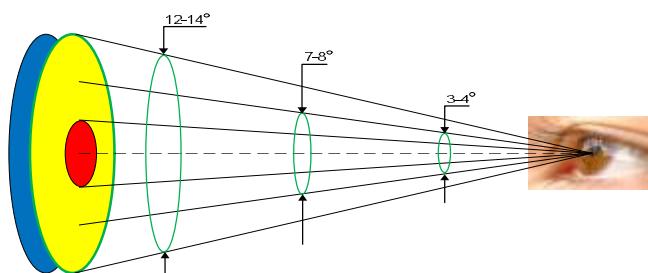


Рис.1. Область зору ока людини

Таким чином, сприйняття форми, далекості й розмірів предметів забезпечується гостротою зору, конвергенцією й акомодацією кришталика. Точність зорового сприйняття вкрай важлива для впевненого керування автомобілем.

При малій інтенсивності руху основними об'єктами уваги водія є елементи дорогі. На рис.2. показаний розподіл крапок фіксації погляду водія при проїзді по прямолінійній ділянці дороги з двома смугами руху зі швидкістю 80 км/ч при відсутності зустрічних автомобілів.

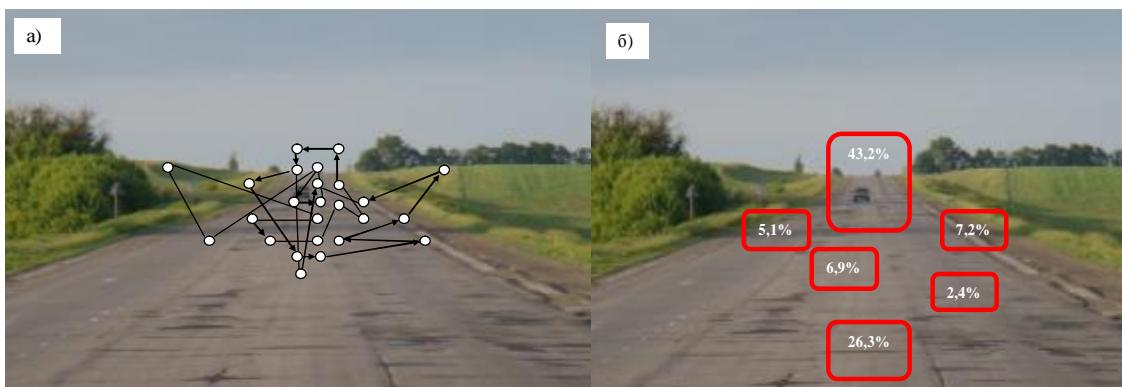


Рис.2. Розподіл крапок фіксації погляду водія при проїзді по прямолінійній ділянці дороги: а – положення крапок фіксації за 120 с; б – тривалість зосередження погляду водія на окремих елементах дорожньої обстановки.

Більшу частину часу (43,2%) увага водія зосереджена в тій частині поля зору, куди проєктується зображення перспективи дороги; біля третини всього часу витрачено на огляд й оцінку проїзної частини перед автомобілем на відстані від 25 до 120м; близько 14% часу – на орієнтацію на проїзний частині: 6,9% на ліву границю смуги й 7,2% на праву крайку проїзної частини. Інші фіксації погляду були викликані випадковими об'єктами, що не мають відносини до забезпечення проїзду по дорозі. У цілому тільки елементи дороги в цьому випадку займали увагу водія протягом 86% усього часу.

Дослідження розподілу уваги водія показали, що зустрічні й попутні автомобілі завжди залучають до себе увагу водія й тим більше, ніж вище щільність руху. В ієархічному ряді транспортного потоку посідають перше місце серед всіх об'єктів шляхово-транспортної ситуації, і залежно від щільності руху можуть займати увагу водія протягом 40-60% часу. Друге місце по тривалості зосередження уваги займає оцінка шляхово-транспортної ситуації перед автомобілем. Третє місце – орієнтування на проїзний частині.

Серед інших об'єктів або операцій, що займають увагу водія, але присутніх у поле зору не постійно, а періодично, особливо варто виділити пішоходів. Якщо на узбіччі або проїзний частині дороги перебувають пішоходи, водій зосереджує на них увагу доти, поки не пройде мимо, і напруженість уваги тим вище, ніж більче під'їдждає до них автомобіль. Але повністю перемкнутися тільки на пішоходи водій не може, тому він змушений охоплювати увагою відразу декількох об'єктів. Кількість таких об'єктів уваги, як правило, не більше трьох: пішохід, зустрічні й попутні автомобілі, проїжджуючи частина. На об'єкті, що представляє в цей момент більшу небезпеку для руху, погляд водія фіксується частіше й більш тривало, що приводить до психоемоційного навантаження водія.

Схема взаємодії окремих факторів на психофізіологічний стан водія досить складний і зв'язки між ними, як правило, замикаються на головній ланці комплексу – водію, який виступає в ролі оператора всієї системи «автомобіль – водій – дорога» (рис.3.).

Обриси й розміри поля концентрації уваги визначаються в основному двома факторами: швидкістю руху й трасою дороги. Припущення про існування такої зони в поле зору водія вперше було висловлено Я. Габбелльсом в 1938 р. [15]. Їм було висловлено також припущення про те, що розміри цього поля скорочуються в міру збільшення

швидкості руху. Автором ця гепотиза була перевірена на практиці, що знайшло своє експериментальне підтвердження (рис.4).

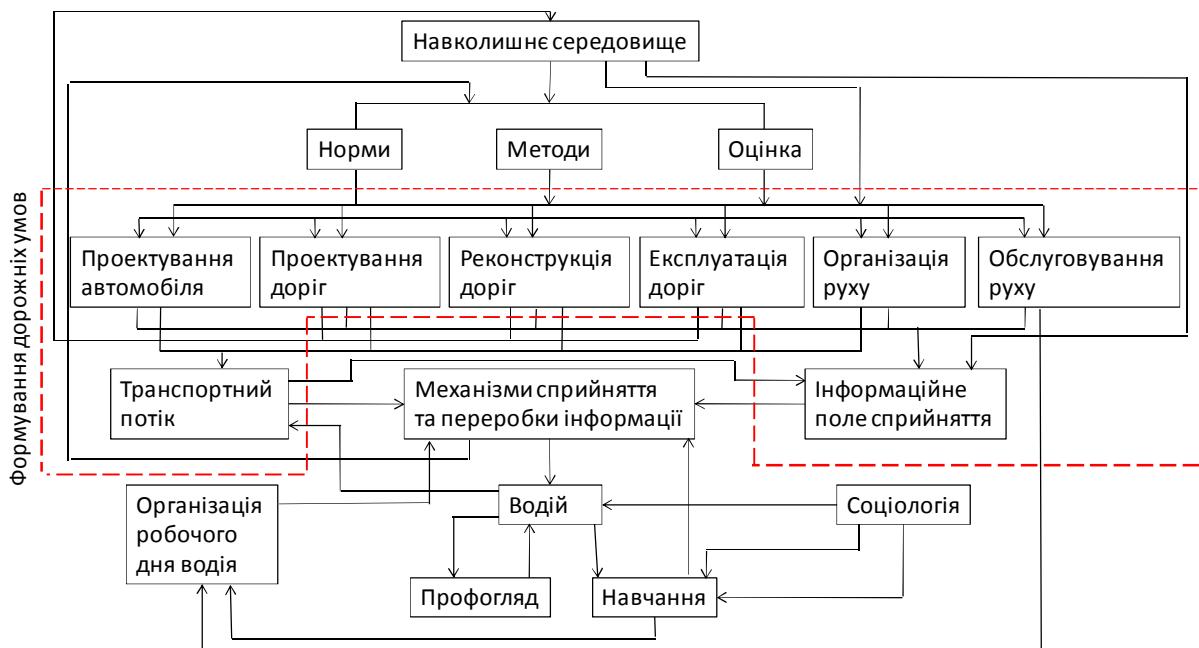


Рис. 3. Схема взаємодії основних факторів у системі «автомобіль – водій – дорога»

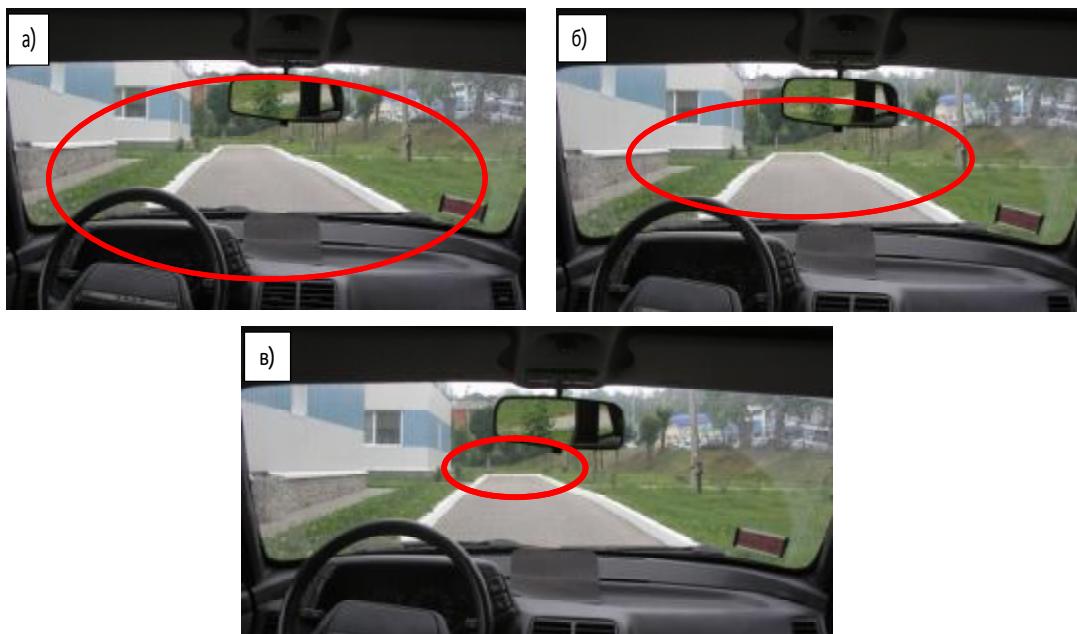


Рис.4. Гіпотетична форма й розміри поля концентрації уваги водія: а – швидкість руху 50 км/год; б – 80 км/год; в – 110 км/год

При цьому було встановлено, що розміри поля концентрації уваги водія змінюються відповідно до швидкості руху автомобіля (рис.5).

Установлено, що положення центра ваги поля концентрації уваги водія зміщається в міру збільшення інтенсивності руху й нагромадження відомостей про маршрут.

Відсутність апаратури для запису рухів ока не дозволили зробити виводи щодо розмірів цього поля при різних швидкостях руху.

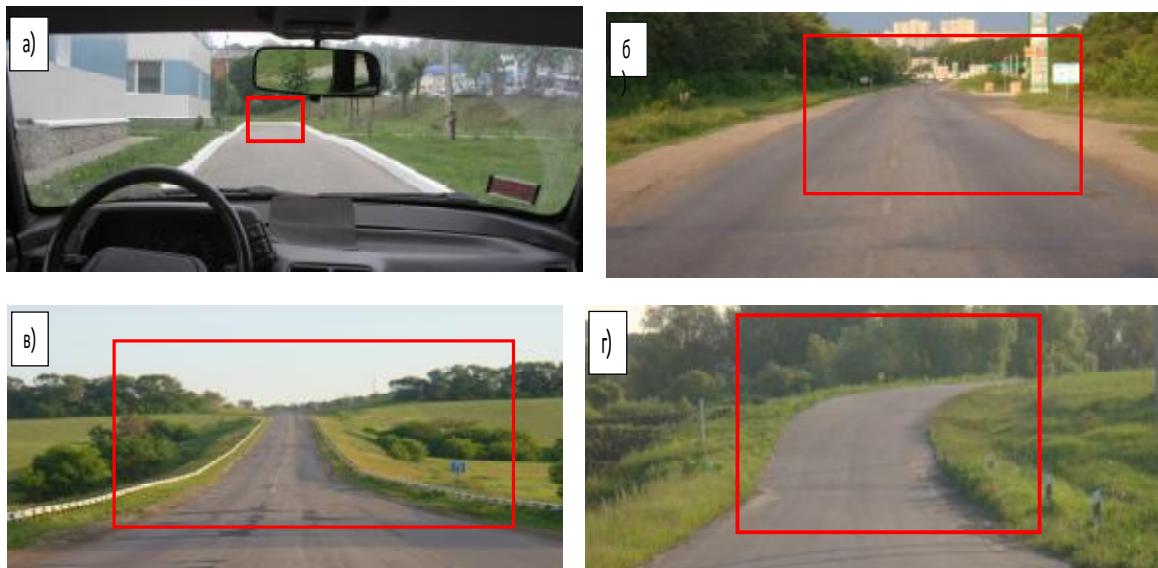


Рис.5. Орієнтовні розміри поля концентрації уваги водія, обкреслені на вітровому склі автомобіля рамкою 16x10 см: а – положення рамки на вітровому склі; б – пря-
мoliniйна ділянка дороги; в – підйом; г – крива в плані.

Водій у цих умовах більше уваги приділяє орієнтації на проїздній частині й оцінці стану покриття (рис.6, 7). При русі за лідером поле концентрації уваги менше, ніж при вільному русі, і при швидкостях в інтервалі 80-100км/ч це поле обмежене 20° по горизонталі й 7° по вертикалі.

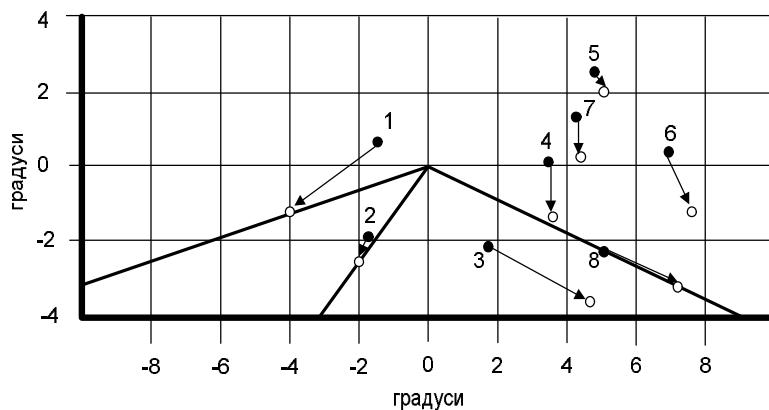


Рис.6. Зміна середнього положення крапок фіксації на дорозі яка має багато смуг руху: ● - вільна дорога; ○ - у транспортному потоці: 1 – оцінка ситуації на лівій смузі; 2 – ліва гран іця смуги; 3 – оцінка покриття; 4 – спереду, що йде автомобіль; 5 – дорожні знаки; 6 – автомобілі на правій смузі; 7 – центр ваги поля зору; 8 – права границя смуги.

Обриси поля концентрації уваги водія можуть змінюватися, якщо якась частина простору буде закрита від водія посадками дерев, предметами на узбіччі або конструк-

тивних деталях автомобіля. У цих випадках найбільша щільність фіксацій спостерігається на лінії обмеження поля зору.

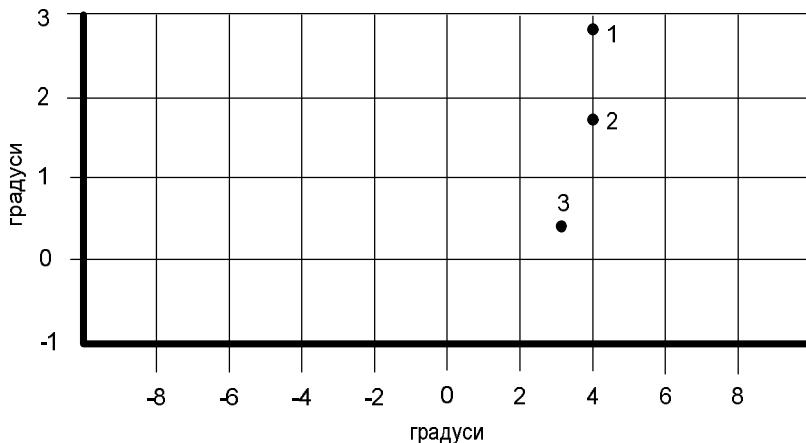


Рис.7. Зсув центра ваги поля концентрації водія в міру знайомства з маршрутом.

Дослідження, проведені на водіях, показали, що на психофізіологічну напруженість, яка визначає здатність сприймати й переробляти інформацію сучасного дорожнього руху, впливає вік, ступінь стомлення, тип нервової системи, вібрації, швидкості руху й світлотехнічні умови сприйняття.

Висновки

Дослідження показують, що на надійності роботи водія однаково негативно позначається як високий, так і низький рівень інформаційного завантаження.

Основними постійно діючими факторами, що викликають інформаційне перевантаження водія й надмірно високий рівень емоційної напруги є інтенсивність транспортного потоку, швидкість руху автомобіля та стан дороги. Крім них, стресові ситуації можуть створюватися помилками сприйняття й об'єктами дорожньої обстановки, поводження або поява яких важко прогнозовано.

Під час руху автомобіля всі об'єкти дорожньої обстановки переміщаються щодо водія. Нерухомими (умовно) об'єктами можна вважати лише ті, кутова швидкість переміщення яких не перевищує 1-2 град/с. Оскільки, для виникнення зорового образа необхідна фіксація зображення щодо сітківки, переміщення зображення компенсиуються рухом, що простежує, очей. Гострота зору при такому сприйнятті знижується й тем більше, чим вище кутова швидкість переміщення об'єктів.

В сучасних умовах підвищення безпеки руху можна забезпечити лише через удосконалювання всього комплексу «автомобіль – водій – дорога», причому, як показує аналіз статистики ДТП, головну роль грають дорожні умови.

Для вивчення сприйняття водієм дорожньої обстановки, поглиблення пізнань процесів вищої нервової діяльності людини пропонується ввести показник: «психофізіологічна надійність роботи водія» (ПНРВ) – показник людського фактора, що визначає здатність сприймати й переробляти інформацію з метою безпеки руху.

Цей показник, насамперед, відбувається на працездатності водія. Дослідження показують, що продуктивність роботи водія міняється протягом робочого дня (ПНРВ від 1 прагне до 0): збільшується в початковий період роботи, досягаючи максимального для конкретних умов значення, і зменшується наприкінці дня. Тривалість окремих фаз працездатності залежить від складності дорожніх умов, від необхідності активізації водієм процесу сприйняття.

Виявлення основних факторів, що впливають на психофізіологічні показники водія, дозволяють розробляти міри боротьби з ними як із причинами, що викликають стресові ситуації.

Література: 1. Клинковштейн Г.И. Организация дорожного движения. - М.: Транспорт, 1981. - 240 с. 2. Повышение надежности автомобильных дорог. М., Транспорт, 1977. – 183с. 3. Физиология сенсорных систем. Ч. 1. Физиология зрения. Руководство по физиологии. Л., Наука, 1971.– 416 с. 4. Симонов П. В. Высшая нервная деятельность человека. Мотивационно-эмоциональные аспекты. М., Наука, 1975. – 175 с. 5. Трошин хин В.А., Молдавская В.И., Кольченко Н.В. Функциональная подвижность нервных центров и профессиональный отбор. – К.: Наук, думка, 1978. – 226 с. 6. Бабков В. Ф. Ландшафтное проектирование автомобильных дорог. М., Транспорт, 1969. – 168 с. 7. Тарханов И. Р. (Тархнишвили). О гальванических явлениях в коже человека при раздражениях органов чувств и различных формах психической деятельности. Избранные сочинения, т. «Сабчота Сакартавело», 1961, с. 41 – 50. 8. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения. М., Транспорт, 1970.– 256 с. 9. Ярбус А. Л. Роль движения глаз в процессе зрения. М., Наука, 1965. – 167с. 10. Андрущенко Е. В. Влияние эмоциональных факторов на функциональное состояние сердечно-сосудистой системы практически здоровых людей, – Врачебное дело, 1957, № 5, с. 534 – 535. 11. Соколов Е. Н. К вопросу о кожно-гальваническом компоненте ориентировочного рефлекса. – В сб.: Ориент. рефлекс и вопросы высшей нервной деятельности. М, изд. АПН РСФСР, 1959, с. 52 – 76. 12. Бабков В. Ф. Неотложные задачи развития научных исследований в области безопасности и организации движения. – Тр. МАДИ, 1975, вып. 95, с. 3 – 14. 13. Лобанов Е. М., Новизенцев В. В. Методика оценки эмоционального состояния водителей с использованием психофизиологических показателей. – Тр. МАДИ, 1975, вып. 95, с. 110 – 132. 14. Леушипа Л. И. О соотношении зрительной и глазодвигательной системы в пространственном восприятии. – В кн.: Моторные компоненты зрения. М, Наука, 1975, с. 151 – 176. 15. Микк Я. А. Факторы, определяющие время прочтения слова в связном тексте. – Вопросы психологии, 1972, № 3, с. 125 – 129.

Степанов А.В.

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ПСИХОФИЗИОЛОГИЧЕСКАЯ НАПРЯЖЕННОСТЬ ВОДИТЕЛЯ

Показана связь между безопасностью движения транспортных средств и показателем человеческого фактора – психофизиологическая напряжённость, который означает способность воспринимать и перерабатывать информацию современного дорожного движения.

Stepanov O.V.

SAFETY OF THE MOTION OF TRANSPORTATION MEANS AND THE PSYCHOPHYSIOLOGICAL TENSION OF THE DRIVER

Connection is rotined between safety of motion of transport vehicles and index of human factor is psikhofiziologicheskaya tension, which means ability to perceive and process information of modern travelling motion.

УДК 656.11

Степенов О.В.

ВПЛИВ ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ВОДІЯ НА БЕЗПЕКУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Вступ

Фізичні й психологічні вимоги до водія визначаються його діяльністю. Водій повинен сприймати більші обсяги інформації про учасників руху, засобах регулювання, про стан дороги й навколошнього середовища, а також про роботу систем й агрегатів автомобіля. Крім того, йому необхідно безупинно аналізувати цю інформацію й приймати відповідні рішення, часто в умовах твердого дефіциту часу. Тривала й інтенсивна робота за кермом автомобіля приводить до перенапрути нервової системи водія, вимагає постійної зібраності й уважності, що помітно позначається на психофізіологічній надійності роботи водія. Нерідко тільки остання обставина стає причиною дорожньо-транспортних пригод.

Аналіз публікацій

Тривала й інтенсивна робота за кермом автомобіля приводить до перенапрути нервової системи водія, вимагає постійної зібраності й уважності, що помітно позначається на психофізіологічних якостях водія. В роботах [1,2,3,4,5,6] показано, що причиною дорожньо-транспортних подій (ДТП) може бути зниження психофізіологічного стану – оптимального психічного й фізичного стану водія під час руху автомобіля. Вивчення людського фактора в дорожньому русі й виявлення його ролі в забезпечені безпеки руху показано у роботах [7,8,9,10].

В значній мірі відповідь на питання про причини зниження надійності роботи водія знаходиться у дослідженнях [11,12,13,14,15,16], присвячених виявленню ролі дорожніх умов у виникненні ДТП.

Мета та постановка задачі

Уміння точно оцінювати тимчасові інтервали, особливо мікроінтервали, при виконанні різних маневрів автомобіля на великих швидкостях має іноді вирішальне значення в забезпеченні безпеки руху. Оцінка швидкості руху автомобілів, пішоходів й інших рухливих об'єктів лежить в основі динамічного окоміру, є одним з основних елементів, що визначають майстерність водія. Водієві під час руху необхідно допомагати в оцінці дорожніх умов, підказувати оптимальну тактику керування автомобілем.

Для забезпечення безпеки руху, з урахуванням напруженості роботи водія, необхідно дослідити загальні принципи психології сприйняття зовнішнього світу із числа яких головним, з інженерної точки зору, є своєчасне подання інформації за рахунок забезпечення необхідної відстані видимості й облік запізнювання відповідної дії водія.

Рішення задачі

Основними психофізіологічними якостями, по яких визначають придатність до водіння автомобілями, є спеціальні особистісні фактори на яких слід зауважитися, це:

- відчуття – відбиття у свідомості людини окремих властивостей предметів й явищ матеріального світу, що безпосередньо впливають на органи почуттів (розвінчують

відчуття зорові, слухові, нюхові, шкірні, рухові, вібраційні й ін.);

- сприйняття – рівень розвитку органів почуттів, точність визначення просторових відносин і тимчасових інтервалів, швидкість переробки інформації;
- психомоторна реакція – швидкість і точність реакції водія в критичних ситуаціях, чітка психомоторна координація;
- увага – широкий обсяг і розподіл уваги, його швидка переключаемості і стійкість, правильна організація уваги при виконанні маневру;
- емоційно-вольова реакція – емоційна стійкість, завадостійкість, високий рівень розвитку вольових якостей (самовладання, рішучість, наполегливість);
- оперативне мислення – швидкість оцінки дорожньої обстановки й прийняття рішень, здатність до швидкого професійного прогнозування, гарна оперативна пам'ять її готовність;
- особистісні фактори – активність і спрямованість особистості, склонність до техніки, ініціативність, кмітливість, дисциплінованість, інтерес до професійної роботи водія.

Недостатній розвиток одних психофізіологічних особливостей водія може компенсуватися розвитком інших і проявлятися лише в складних дорожніх умовах, коли запобігання аварії й розрядка гострої дорожньої ситуації залежать від швидкості оцінки ситуації, уміння застосувати навички керування автомобілем, від швидкості й від точності реакції, самовладання, рішучості й наполегливості.

З основних психофізіологічних якостей водія особливо варто виділити уважність і швидкість реакції до відповідних дій на сприйняття інформацію.

Уважність – здатність зосередити увагу на виявленому об'єкті небезпеки, зробити його повний огляд й оцінити ситуацію. При середніх високих швидкостях руху водій може обдивлятися десятки об'єктів, але детально розглянути він може тільки один об'єкт. Водієві важливо вміти вчасно зосередити свою увагу на основному об'єкті небезпеки, що може зажадати вживання термінових заходів для запобігання аварії. При керуванні автомобілем необхідно постійно оцінювати дорожні умови, що змінюються, і обстановку руху, щоб вчасно визначити новий режим руху.

У звичайних умовах руху увага водія буває розподіленою. Він переглядає всю обстановку на шляху проходження. Але, виявивши небезпеку, водій концентрує на ній всю свою увагу, стає зосередженим.

Одним з найважливіших навичок водія, що забезпечують безпеку руху, є швидкість реакції – закономірна відповідь організму на зовнішній вплив.

Процес реакції можна підрозділити на три фази: оцінка обстановки, ухвалення рішення й виконання відповідних дій. Час реакції водія при керуванні автомобілем вимірюється коротким проміжком від моменту сприйняття небезпеки до початку дій, спрямованих на її усунення. Час реакції залежить від виду реакції – складної, простій й у небезпечній зоні.

При русі автомобіля, перед водієм можуть виникати всілякі перешкоди й небезпеки. Щоб запобігти виниклій небезпеці, водій повинен ретельно оцінити її й вибрати найбільш ефективну дію: зупинити автомобіль, об'їхати об'єкт небезпеки, проїхати повз нього зі збільшеною швидкістю. Така оцінка в сукупності й вибір способу дії являють собою складну реакцію.

Час складної реакції водія – з моменту появи перед водієм небезпеки (або перешкод) до відповіді на нього дією, що заздалегідь не визначив і до виконання якого не був підготовлений, – становить 0,8 з, а при переляку, нездоров'ї, утомі після багатогодинної роботи – 1 с і більше [17].

Прості, заздалегідь певні дії водія у відповідь на яку-небудь небезпеку або перешкоду називаються простоюю реакцією.

Водій може й повинен завжди прагнути перевести складну реакцію в просту. Однак, незважаючи на те що проста реакція швидше, ніж складна, її час (0,4...0,6 с) все-таки значно, тому що містить у собі й час на м'язовий рух водія – перенос правої ноги з педалі дросельної заслінки на педаль гальма. Шлях, який пройшов автомобіль за час різних видів реакцій водія при швидкості 36км/год., показаний на рис.1.

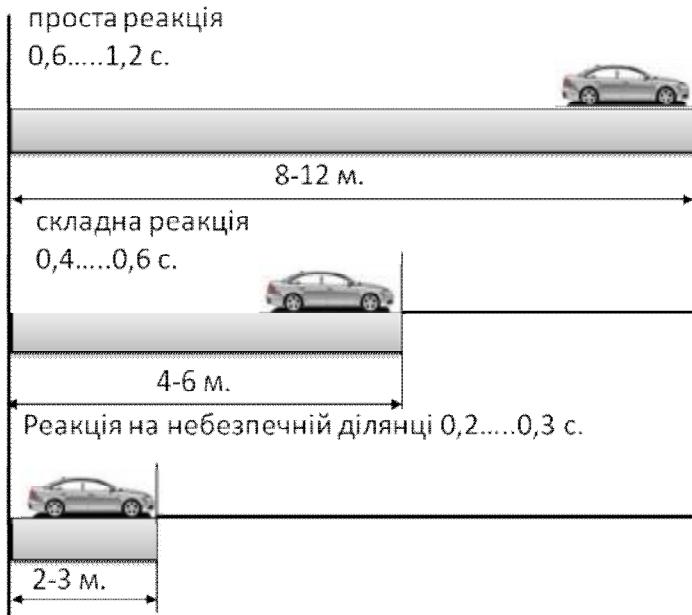


Рис.1. Шлях автомобіля, пройдений за час різних видів реакції водія

Реакція в небезпечній зоні займає особливе місце. Реакція в небезпечній зоні передбачає завчасну підготовку до сприйняття й дії.

При довгій їзді по автомагістралі, де відсутні перетинання в одному рівні з іншими дорогами, де немає сигналізації (світлофорів) і можна рухатися на високих швидкостях, виникає специфічний вид стомлення – «дорожній гіпноз». Він характеризується сонливістю, неуважністю, нездужанням, відчуженістю, настанням більш-менш різко вираженим ослабленням рефлексів, із часу реакції. У такому випадку необхідно зупинити машину, вийти на свіже повітря, пройтися й виконати кілька фізичних вправ: повороти, нахили, обертання тулуба й голови, прогинання в попереку, згинання й розгинання рук і ніг.

Подовження часу поїздки більше 8 ч викликає зміни в організмі навіть у досвідчених водіїв. Про це свідчить і статистика нещасних випадків, кількості яких особливо різко зростає після 10 годин безперервної роботи за кермом [18].

Розглянемо тепер психофізіологічні характеристики роботи водія більш докладно.

У процесі керування автомобілем водій перебуває на своєму робочому місці, у кабіні. При цьому він розташовується на сидіння конкретної конструкції, у змушений позі, обмежений обсягом кабіни й особливостями оглядовості. Триває знаходження в сидячій позі й пов'язана з нею гипокінезія (обмежена рухова активність) приводять до ряду фізіологічних зрушень в організмі й викликають специфічне стомлення водія, знижують його працездатність і можуть сприяти виникненню й розвитку ряду захворювань. Тому дуже велике значення мають конструкція й засоби регулювання сидіння, матеріал, з якого воно виготовлено, розташування конструкції органів керування, а також характеристики кабіни, що спричиняються оглядовістю.

Можливості органів почуттів і мозку водія не можуть бути необмеженими. Їхнє перевантаження веде до швидкої перевтоми, що дуже небезпечно, тому що в стані стомлення водій не може правильно й повністю сприймати обстановку на дорозі.

У першу чергу перевантаження йде на органи зору, адже в процесі керування автомобілем зоровий аналізатор є основним джерелом інформації про навколошнє оточення. Вирішальне значення для зору мають умови освітленості. Статистика вказує на велике число ДТП (до 50%) у темний час доби, незважаючи на зниження інтенсивності руху в цей час. Найбільші утруднення виникають для водія при різких змінах освітленості дороги, при русі в умовах недостатності освітленості, при недостатній контрастності об'єктів на дорозі. Має значення й зорове поле водія, його здатність сприймати кольори. У деяких людей існують різні відхилення, такі як сужене поле зору або порушення світлоочутливості. Водієві, що не має відхилень, доводиться мобілізувати всі можливості свого зору, що не просто й може надалі привести до його розладу.

Як засіб одержання інформації, слухові відчуття є для людини другими за значенням після зорових відчуттів. Водій оцінює якість роботи агрегатів автомобіля за допомогою слуху; сприймає інформацію, передану звуковими сигналами іншими водіями, дзвінки в залізничних переїздів, сирену автомобіля, зумери внутрішньої сигналізації, а також різні шуми, інтенсивність і частота яких дає деяке подання про швидкості руху і її зміні.

Постійно діючий шум робить негативна дія на органи слуху. Під впливом шуму подовжується схований період рухової реакції, погіршується зорове сприйняття, слабшає сутінковий зір, порушується координація рухів і функції вестибулярного апарату, наступає передчасне стомлення. Небезпека являє собою й низькою щільністю вступник інформації, що приводить до зниження уваги водія, компенсируемого невиправданим збільшенням швидкості руху. Збільшення швидкості робить водія непідготовленим до виникнення екстремальних ситуацій (різкому гальмуванню й повороту кермового колеса, а також їхньому сполученню).

Рівновага – це властивість органів людини сприймати й реагувати на зміну положення тіла в просторі, а також дія на організм прискорень і перевантажень. У стані рівноваги важливу роль грають вестибулярний апарат, зір, м'язово-суглобне почуття й шкірна чутливість. Збереження рівноваги є результатом складної взаємодії виникаючих рефлексів. Прискорення характеризує швидкість зміни швидкості за чисельним значенням і по напрямку. Реакція людини на прискорення визначається поруч факторів, серед яких істотне значення належить часу дії, швидкості наростиання й напрямку вектора перевантаження. Загальний стан людини при діях прискорення характеризується появою почуття ваги у всьому тілі, болючих відчуттів за грудиною або в області живота, спочатку утрудненням, а надалі (при значних перевантаженнях) і повному відсутністю можливості рухів. Більші прискорення приводять до порушення зорових функцій. У реальних умовах руху прискорення, що діють на водія не великі. Ці прискорення не можуть викликати у водія значних фізіологічних розладів. Але під час і після проходження кривої малого радіуса може спостерігатися зміна тонусу м'язів рук, внаслідок чого водій не завжди може витримати прямолінійний напрямок руху й помиляється, повертаючи кермове колесо в напрямку тонусу м'язів. Так, при проходженні зі значними швидкостями кривих малих радіусів і при наступному виході на прямолінійну ділянку водій рефлекторно зміщає автомобіль на зовнішню сторону дороги й у ряді випадків зайжджає на смугу зустрічного руху. У результаті тривалої періодичної дії прискорень (підйоми й спуски, рух по кривих малих радіусів) можливе виникнення хворобливого стану, так називаної морської хвороби, основні прояви якої – погане самопочуття, запаморочення, нудота.

Вібрація (механічні коливання) впливає на людський організм, причому ступінь і характер її дії залежать від виду коливання й напрямку дії. Під впливом вібрації в організмі можуть настути різні психофізіологічні зміни, у тому числі зміни в системі кровообігу, у центральній нервовій системі, у мозку, кістково-суглобній системі й у м'язах. Вплив вібрації може привести до функціональних порушень, які не носять затяжного характеру й швидко зникають після нетривалого відпочинку. Під дією вібрації погіршується зорове сприйняття, знижується якість уваги, сповільнюється реакція, знижується точність дій.

Керування автомобілем намагає від водія витримування такого режиму руху, що враховує постійну зміну ситуації. Цю діяльність виконує мислення. Результатом мислення є ухвалення рішення, наслідком якого – виконання певних дій. Для водіїв важлива швидкість мислення, тому що умовиводу й наступні за ними дії повинні виконуватися тим швидше, чим більше швидкість руху автомобіля. Одночасно із цим у водія повинна бути розвинена широта мислення, тобто здатність передбачати різні наслідки своїх дій й у відповідність із оцінкою цих наслідків приймати необхідні й правильні рішення.

У роботі водія безперервно виникають джерела емоційної напруги: небезпечна ситуація на дорозі, під'їзд до жвавого перехрестя й до складної транспортної розв'язки й т.д. У зв'язку із цим значну роль у діяльності водія, що визначає в багатьох випадках правильність, точність його дій і грає його емоційний стан. Досвідчені, упевнені в собі водії, що володіють твердим і рішучим характером, діють у небезпечній ситуації точно й швидко. Інші ж, як правило, недосвідчені водії проявляють розгубленість, не виконують необхідних дій або замість них виконують зайві.

У світовій практиці існують різні методики, що дозволяють водієві «побачити» дорожню обстановку, залежно від розташування стосовно водія.

Процес зорового сприйняття людиною об'єктів зовнішньої обстановки заснований на надходженні через сітківку ока інформації в зорову систему, порушені нервових кліток у зоровій області кори більших півкуль мозку й формуванні образів об'єктів.

На підставі наведених положень у даному дослідженні пропонується модель зорового сприйняття водія (рис. 2).

Структура моделі містить у собі наступні основні блоки: зоровий аналізатор – визначення положення в просторі зони уваги й наступна обробка інформації; розпізнавання об'єктів – зіставлення структурних ознак спостережуваних об'єктів, при цьому під об'єктом приймається вся сукупність дорожньої обстановки при русі автомобіля; ухвалення рішення про факт видимості об'єктів, які розташовані в спостережуваному просторі; Зорове сприйняття; пам'ять зорових образів.



Рис.2. Модель зорового сприйняття водія

Для визначення ефективності впливу об'єкта пропонується ввести коефіцієнт інформаційної видимості (K_{iv}):

$$K_{\text{ив}} = K(B_1, B_2)$$

де: $K(B_1, B_2)$ – комплексна характеристика зорового сприйняття водієм дорожньої обстановки;

B_1 – результат процесу зорового сприйняття. Залежить від сприйняття людиною частини інформації про об'єкт та повного обсягу інформації про об'єкт;

B_2 – ПНРВ, що забезпечує зорове сприйняття. Залежить від кутового просторового видалення інформаційного об'єкта від напрямку уваги й інших зовнішніх факторів.

У запропонованій моделі були враховані наступні основні характеристики зорової системи людини: зона ясного бачення ($5^\circ - 7^\circ$); діапазон зміни амплітуди стрибка ($1^\circ - 20^\circ$); інтервал між стрибками ($0,1$ з – кілька секунд);

час чіткого спостереження крапки фіксації погляду після стрибка ока для одномоментного акту сприйняття ($0,1$ з – $0,15$ с);

На підставі моделі зорового сприйняття водія створена статистична модель сприйняття інформаційних об'єктів дорожньої обстановки (рис.3).

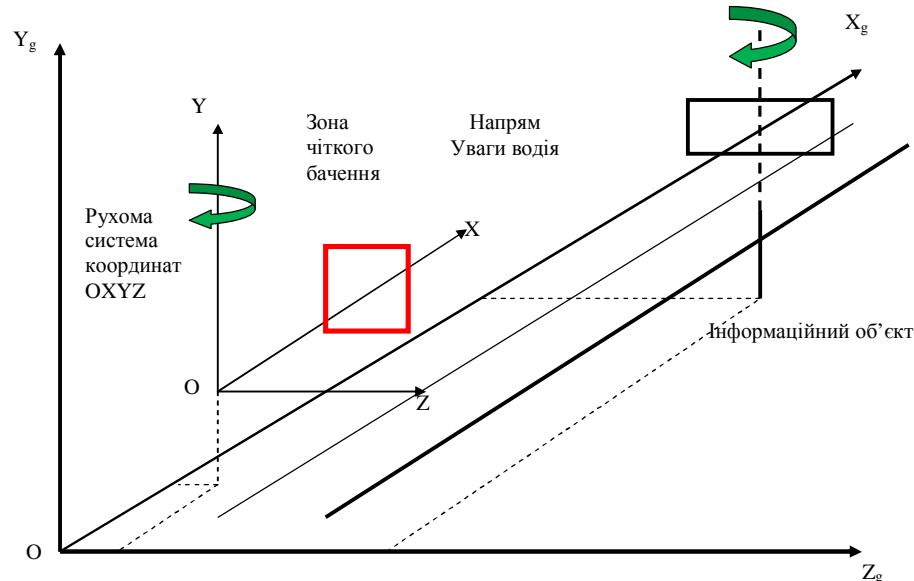


Рис. 3. Статистична модель сприйняття інформації про дорожню обстановку

Висновки

Аналіз літературних джерел показав, що проблема людського фактора в забезпеченні безпеки руху полягає в необхідності з'ясування механізмів і кількісних характеристик сприйняття й переробки водієм інформації про дорожню обстановку, установлення впливу на продуктивність і надійність діяльності водія у дорожніх умовах.

Безпека руху транспортних засобів залежить від того, наскільки при формуванні дорожніх умов вдається врахувати об'єктивно, що змінює динаміку, працездатність водія протягом дня й психофізіологічні особливості сприйняття їм дорожніх умов у кожній з фаз працездатності.

До числа факторів, що роблять однаково великий вплив при будь-якому ступені психічної напруги, ставляться умови сприйняття, структурна характеристика обсягів уваги й розміри поля концентрації уваги.

Короточасні інформаційні перевантаження, при яких швидкість надходження інформації може бути близькою до пропускної здатності людини в її переробці, переноситься водієм безболісно за рахунок використання резервних можливостей організму й практично не викликають зниження надійності роботи. Однак тривала

робота при такому навантаженні неприпустиме, тому що знижує надійність водія, головним чином за рахунок розвитку стомлення.

Запропонований показник психофізіологічної надійності роботи водія та статистична модель сприйняття водієм інформаційних об'єктів дасть змогу аналізувати вплив інформаційної напруженості водія на безпеку руху. Запропонована методика дозволяє більш тонко аналізувати різні дорожні ситуації.

1. Література: 1. Трошихин В.А., Молдавская В.И., Кольченко Н.В. Функциональная подвижность нервных центров и профессиональный отбор. - К.: Наук, думка, 1978. – 226 с. 2. Справочник инженера-экономиста автомобильного транспорта / С.Л. Голованенко, О.М. Жарова, Т.И. Маслова, В.Г. Посыпай / Под ред. С.Л. Голованенко. - К.: Техника, 1991.– 351 с. 3. Талицкий И.И., Чугуев В.Л., Щербинин Ю.Ф. Безопасность движения на автомобильном транспорте: Справочник. - М.: Транспорт, 1988. - 158 с. 4. Журнал «Я – водитель», вып. 1-10, 2006 г. 5. Бабков В. Ф. Ландшафтное проектирование автомобильных дорог. М., Транспорт, 1969, 168 с. 6. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения. М., Транспорт, 1970. – 256 с. 7. Основы инженерной психологии / Б.А. Душков, Б.Ф. Ломов, В.Ф. Рубахин, Б.А. Смирнов / Под ред. Б.Ф. Ломова. – М.: Высш. школа, 1986. – 448 с. 8. Руководство по физиологии труда / Под ред. З.М. Золиной, Н.Ф. Измерова. - М.: Медицина, 1983. – 528 с. 9. Нефедов Н.А., Белан СВ. Моделирование действия транспортных факторов на результаты оперативно-тактической деятельности пожарной охраны крупнейших городов // Проблемы развития автомобильного транспорта и подготовки кадров. - Харьков: Основа, 1996. – С. 18-20. 10. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. - М.: Металлургия, 1968. - 155 с. 11. М.Ю.Широкой "Новорожденный водитель" (психология начинающего автомобилиста). 12. Катрич С.И., Косинов А.Г., Пономарев В.Д. Способы и методики измерения пассажиропотоков // "Маркетинговые исследования в Украине", № 3 (34), май-июнь 2009. 13. Андрушенко Е. В. Влияние эмоциональных факторов на функциональное состояние сердечно-сосудистой системы практически здоровых людей, – Врачебное дело, 1957, № 5, с. 534 – 535. 14. Бардин К. В. Проблема порогов чувствительности и психофизические методы. М., Наука, 1976. – 396 с. 15. Котик М. А. Краткий курс инженерной психологии. Таллин, Валгус, 1971. – 308 с. 16. Леушипа Л. И. О соотношении зрительной и глазодвигательной системы в пространственном восприятии. – В кн.: Моторные компоненты зрения. М, Наука, 1975, с. 151 – 176. 17. Лукьянин А. Н., Фролов М. В. Сигналы состояния человека оператора. М., Наука, 1969. – 247 с. 18. Материалы сайта <http://yurpsy.fatal.ru>.

Степанов О.В.

**ВЛИЯНИЕ ПСИХОФИЗИОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ВОДИТЕЛЯ
НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ**

Исследованы общие принципы психологии восприятия водителем внешнего мира, главным из которых является своевременное предоставление информации за счёт обеспечения необходимого расстояния видимости и учёт запаздывания соответствующих действий водителя.

Stepanov O.V.

**INFLUENCE OF THE PSYCHOPHYSIOLOGICAL QUALITIES OF DRIVER
ON THE SAFETY OF THE ROAD MOTION**

General principles of psychology of perception are investigational by the driver of the outer world, main which a timely grant information due to providing of necessary distance of visibility and account of delay of the proper actions of driver is from.

ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.396.934

Финенко В.В., Тимков А.Н., Серпухов А.В.

МЕТОДОЛОГІЧСКІ ОСНОВЫ ПРИМЕНЕНІЯ ТРИБОЕЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ ПАР ТРЕНИЯ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНИКИ

Основной целью технической эксплуатации автомобилей является снижение затрат на поддержание работоспособности автомобиля в заданных эксплуатационных условиях. Наиболее эффективно выполнить эту задачу можно при активном управлении изменением технического состояния автомобиля, основанном на знании физико-химических процессов разрушения деталей автомобиля по мере их изнашивания и даже поломки. А также, основных фактов, определяющих интенсивность ведущего вида разрушения в заданных эксплуатационных условиях, на создании наиболее благоприятных условий работы для сопряжения лимитирующего долговечность того или иного агрегата [1].

В процессе эксплуатации транспортных средств происходит, казалось бы, незначительный износ деталей по массе, однако для поддержания машин в работоспособном состоянии необходимы чрезвычайно большие финансовые и материальные затраты, привлечение трудовых ресурсов (табл. 1) [2].

Таблица 1
Трудоемкости технических обслуживаний и ремонтов автомобилей на 1000 км пробега
(25 моточасов при $V_{ср} = 40$ км/час)

Марка машины	Трудоемкость на 1000 м/ч наработки						Выработка м/ч на 1 чел. ТО и ремонта	
	ТО		TP		KP			
	ч/ч	%	ч/ч	%	ч/ч	%		
ГАЗ 52	6,2	37,6	8,6	52,1	1,6	10,3	16,49	1,52
ГАЗ 53А	5,9	34,2	9,6	55,6	1,77	10,2	17,27	1,45
ГАЗ 53Б	8,1	35,3	12,7	55,2	2,2	9,5	23,0	1,09
ЗИЛ 130	6,6	36,1	10,4	56,8	1,43	7,1	18,3	1,37
МАЗ 500А	8,1	35,0	13,3	57,4	1,76	7,6	23,16	1,08
ЗИЛ 555	8,8	38,9	12,0	53,1	1,77	8,0	22,6	1,11
КАМАЗ	7,6	29,6	16,0	62,4	2,06	8,0	25,66	0,97
УАЗ 469	4,7	24,2	13,0	66,9	1,72	8,9	19,42	1,29

Анализ данных таблицы показывает, что автомобили вырабатывают в среднем около 1 моточаса на 1 человеко-час технических обслуживаний и ремонтов. При этом более 90 % на автомобилях приходится объемов работ на техническое обслуживание и технические ремонты, то есть на те виды работ, которые в подавляющем большинстве случаев выполняются в хозяйствах, где эксплуатируются эти машины. В реальной действительности на поддержание машин в работоспособном состоянии за время их эксплуатации (8-10 лет) расходуется в 3-5 раз больше средств, чем стоит новая машина [2].

Интенсификация режимов работы современных транспортных средств требуют совершенствования существующих и разработки новых конструкционных материалов с повышенными механическими и эксплуатационными характеристиками. В ряде случаев увеличение работоспособности и ресурса пар трения достигается нанесением специальных покрытий на их поверхности.

Интенсивное изнашивание рабочей поверхности пары трения происходит вследствие следующих видов износа: окислительного, теплового, абразивного.

В результате деформации материала и повышения температуры его поверхности изменяются свойства материала: меняется твердость поверхностного слоя в местах многократных деформаций, появляется усталость материала, поверхностный слой приобретает повышенную пластичность. Превращение механической энергии в термическую может осуществляться посредством дислокационного механизма. В этом случае кинетическая энергия трущихся тел преобразуется окончательно в термическую или приводит к сдвигу плоскостей решетки. В свою очередь применения размеров и формы рабочей поверхности неизбежно влечет за собой постепенное и лавинообразное ухудшения рабочих параметров изделия и приводит к утрате работоспособности, аварии или делает дальнейшую эксплуатацию неэффективной и даже опасной [3] (рис. 1).

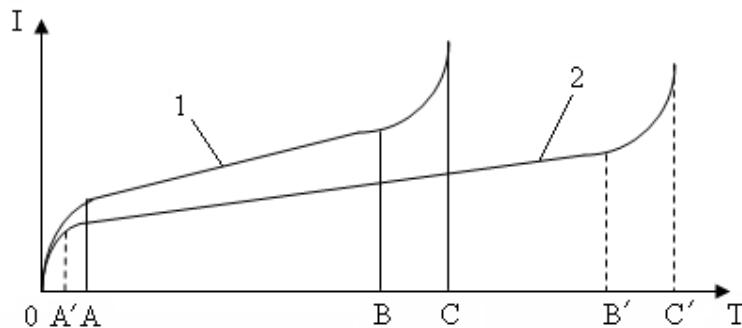


Рис. 1. График износа деталей: I - интенсивность изнашивания, T – время, 1 – детали без обработки; 2 – детали после обработки (OA – OA' – приработка; AB – A'B' – нормальный износ; BC – B'C' – катастрофический износ)

На практике известны случаи, когда автомобиль не эксплуатируется из-за предельного износа отдельно взятого узла или агрегата, пары трения (для двигателя внутреннего сгорания – это постели коленчатых и распределительных валов, направляющие втулки механизма распределения и др.), хотя период наработки транспортного средства еще не закончился.

Поэтому, вопрос увеличения периода эксплуатации пар трения является постоянным и актуальным.

Процесс изнашивания является следствием воздействия не только абразивного, теплового и окислительного износа, но и неравномерного распределения нагрузок по площади контакта пары трения, то есть знакопеременных нагрузок. Для решения контактных задач с использованием жесткопластической модели используют в современных теориях изменения твердости и микротвердости, теории трения и изнашивания при пластическом контакте. Также используется целый ряд технологических процессов поверхностного упрочнения: обкатка роликами, алмазное выглаживание и другие. Правомерность применения той или иной модели в каждом конкретном случае зависит от соответствия физического содержания принятой модели характерными свойствами проведения реального материала в заданных условиях контактирования.

В результате трения на самой поверхности толщиной $\approx 10^3$ нм образуется особая структура, содержащая большое количество оксидов [4]. Под вторичной структурой располагается сильно деформированный тонкий слой металла с высокой плотностью дислокаций, что уменьшает изнашивание поверхностного слоя (рис 2).

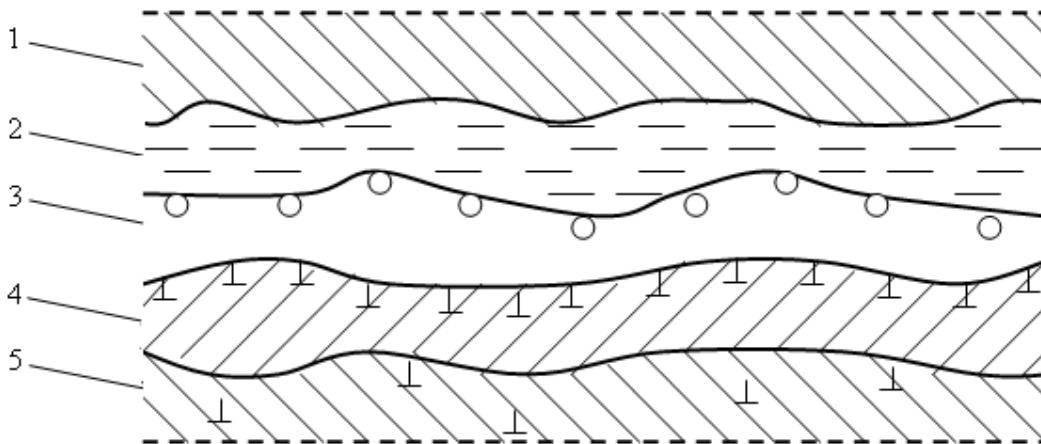


Рис. 2. Процессы, происходящие в поверхностном слое металла при трении: 1 – контртело; 2 – смазочная среда; 3 – оксидный слой; 4 – слой сосредоточения дислокаций; 5 – основа детали.

При достижении плотности дислокаций критических значений, на поверхности детали происходят процессы локального формирования микротрещин, что при дальнейшей эксплуатации приводит к увеличению, как количества, так и размера трещин. Расширение количественно-качественного характера трещин приводит к частичным отслоениям в поверхностном слое металла, либо к излому по всему телу детали [5].

Подготовка и выполнение восстановительных процессов, используемых для «возрождения» изношенных деталей машин, оказывают решающее влияние на их послеремонтный ресурс в целом. Это происходит потому, что восстановлению подвергают обычно быстроизнашивающиеся детали и работоспособность любой машины в первую очередь зависит от качества деталей, установленных после ремонта.

В связи с повышением ресурса ремонтируемых машин (не менее 80 % новых) увеличивается количество выбракованных деталей примерно в 2 раза) и резко возрастают требования к качеству новых, а прежде всего восстанавливаемых деталей.

Качество и долговечность восстанавливаемых деталей зависят главным образом от выбора рационального способа восстановления, применения упрочняющей технологии и получения заданного качества поверхности, особенно на стадии финишных операций обработки упрочнения восстанавливаемых деталей.

Анализ конструктивно-технологических характеристик, условий работы и износа деталей показывают, что ремонтное производство применяют следующие способы восстановления деталей:

- восстановление и повышение долговечности деталей наплавкой, сваркой;
- гальваническими покрытиями, полимерными материалами и другие.

Одним из наиболее перспективных и экономически выгодных представляется способ увеличения ресурса машин за счет уменьшения интенсивности изнашивания деталей [2]. Использование процесса восстановления деталей трибоэлектрохимическим способом позволяет осуществлять управление ресурсом машин. Сущность данного способа заключается в следующем: непрерывно активируя поверхность

обрабатываемой детали контртелом можно добиться осаждения на ее поверхности компонентов из конртела и среды, повышающих износостойкость поверхностного слоя детали. Если этот процесс усилить за счет использования внешнего электрического напряжения: подключить к обрабатываемой детали отрицательный потенциал, а к контртелу – положительный, то интенсивность осаждения необходимых компонентов на поверхности обрабатываемой детали может возрасти. По результатам исследований установлено, что положительные и отрицательные ионы образуются в тонком, разделяющем деталь и инструмент, слое среды из ее молекул и материала инструмента – анода. Выступающие на анодной поверхности трения шероховатости под влиянием внешнего электрического поля растворяются и в ионной форме материала анода уходят в рабочую среду, а затем осаждаются на поверхности трения другой детали, которая подвергается обработке и является катодом. Выступы шероховатостей катодной поверхности при трении взаимодействуют с различными элементами окружающей, в том числе и рабочей среды, и также активируются контртелом – анодом. В результате чего они в объеме своих вершин превращаются в химические соединения. Поэтому проводники электрического тока в рабочей среде - положительные ионы следуют во впадины шероховатостей, где и происходит их осаждение (рис 3).

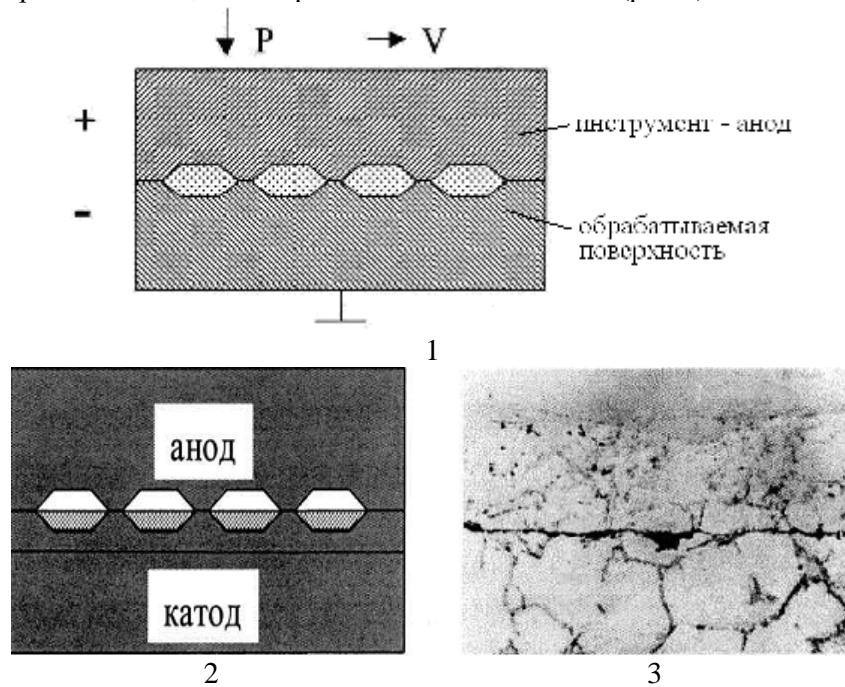


Рис. 3. Модель трибоэлектрохимического формирования износостойкой поверхности трения (1- начало трибоэлектрохимической обработки; 2 – процесс формирование износостойкой поверхности; 3 – сформированная износостойкая поверхность)

Выводы

Комплексный подход к вопросу повышения износостойкости основан на использовании трибоэлектрохимического способа, как при производстве деталей трения, так и в процессе проведения мероприятий капитального и текущего ремонта. Данный способ обеспечивает значительное повышение ресурса изделий; позволяет осуществить доводку, как отдельных участков, так и всей поверхности детали в целом; облегчает восстановление деталей, используя волновые процессы при проведении ремонта, исключая финишную механическую обработку. Трибоэлектрохимический

способ являється не дорогостоящим, ефективним, технологически простым и безопасным.

Литература: 1. Авдоњкин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей: Учебн. пособие для вузов. - М.: Транспорт, 1985. - 215с. 2. Кравец И.А. Репартивная регенерация трибосистем. Т.: Издательство Бережанского агротехнического института, 2003. - 284с. 3. Крагельский И.В., Добыгин М.Н., Колебалов В.С. Основы расчетов на трение и износ - М.: Машиностроение, 1975.-535с. 4. Материаловедение / Под общ. Ред. Б.Н. Арзамасова., 2-е изд. М.: Машиностроение, 1986, - 384с. 5. Хайнеке Г. Трибохимия.: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. - 584с.

Фіненко В.В., Тімков А.Н., Серпухов О.В.

МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЗАСТОСУВАННЯ
ТРИБОЕЛЕКТРОХІМІЧНОГО СПОСОBU ЗМІЦНЕННЯ ПАР ТЕРТЯ
АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

В статті розглядається питання зміни фізико-хімічних властивостей пари тертя в процесі експлуатації транспортних засобів з урахуванням дії трибо електрохімічного способу зміцнення робочих поверхонь.

Finenko V.V., Timkov F.N., Serpuhov O.V.

METHODOLOGICAL BASES OF APPLICATION
OF TRIBO-ELECTROCHEMICAL METHOD OF STRENGTHENING FRICTION
IN MOTOR-CAR TECHNIQUE

The question of change of physical and chemical properties of friction pair in the process of exploitation of transport vehicles taking into account action of tribo electrochemical method of strengthening of working surfaces is examined in the article.

ДО ОБГОВОРЕННЯ

УДК 504.064.38 + 504.064.36:574

Марущенко В.В.

СУЧАСНИЙ ПОГЛЯД НА ОЦІНКУ БІОЛОГІЧНОГО ВПЛИВУ ГАММА-ВИПРОМІНЮВАННЯ В ПОЛЬОВИХ УМОВАХ

Одним із важливих завдань військової дозиметрії, пов'язаних з впливом гамма-випромінювання на особовий склад, є встановлення залежності між вимірюваними фізичними величинами та виходом радіаційно-індукованого ефекту, де вихід радіаційно-індукованого ефекту є результат перетворення енергії випромінювання при його взаємодії з біологічним об'єктом.

Досвід визначення дози опромінення особового складу гамма випромінюванням, отриманий під час випробувань ядерної зброї [1,2] та в результаті техногенних аварій довів, що військові прилади радіаційної розвідки та контролю, у багатьох випадках не забезпечують еквівалентності між значенням вимірюваної дози та біологічною дією, що також відмічалось у роботі [3].

Проведений аналіз метрологічних характеристик приладів, які стоять на озброєнні військ РХБ захиству свідчить про те, що ці прилади мають обмежений енергетичний діапазон вимірювання (від 50 кеВ до 3 МеВ). Через обмеженість порогу вимірювань енергії γ -квантів цими приладами та невідповідність характеру іонізації детекторів процесам, що відбуваються в біологічних тканинах, похибка визначення біологічної дії може бути значною.

З іншого боку одиниці вимірювання поглиненої дози є чітко визначеними фізичними величинами [4], які не залишають можливостей для дискусій. Еквівалентна доза на відмінну від поглиненої включає в себе величину коефіцієнту якості, який був схвалений МКРЗ. Однак розрахунок коефіцієнту якості заснований на експериментальних даних, що дає можливість для деякого сумніву у ступені його точності. З 1990 року рекомендовано замість коефіцієнта якості для гамма-випромінювання ($k = 1$) вводити коефіцієнт якості, який залежить від ефективності біологічної дії гамма-випромінювання. Процес передачі енергії характеризується лінійним коефіцієнтом передачі енергії (ЛПЕ), який залежить від енергії гамма-квантів. Тобто якщо вимірювати розподілення дози опромінення по ЛПЕ іонізуючих частинок, можна кількісно визначити біологічний ефект.

Для оцінки радіоактивного забруднення місцевості все частіше використовується поняття «амбієнтна доза», яка враховує специфіку поглинання гамма - випромінювання біологічною тканиною та розподіл енергетичного навантаження всередині організму. Але для її визначення, необхідно враховувати кутові щільності потоків гамма - випромінювання, що передбачає використання спеціальних пристрій для визначення напрямку на джерело випромінювання. Для військової дозиметрії цей спосіб є необґрунтованим складним.

У роботі запропонований підхід до оцінки біологічної дії гамма випромінювання на основі поняття польової дози, яка не потребує визначення напрямку на джерело випромінювання, виготовлено лабораторну установку і проведено експериментальні дослідження лабораторної установки для визначення польової дози, а також проведено порівняння її технічних характеристик з технічними характеристиками штатних приладів.

Згідно [5] польова поглинена доза – поглинена доза в центрі кулі радіусом 1 см (рис. 1) з певної речовини, сполученої із точкою поля іонізуючого випромінювання (ІВ), у якій визначається доза. Як робочу речовину використовують речовини, еквівалентні м'якій біологічній тканині стандартного складу ($\rho = 1 \text{ г}/\text{см}^3$). Радіус для біологічної тканини рівний 10 мм, тобто мінімальній глибині залягання основних критичних органів.

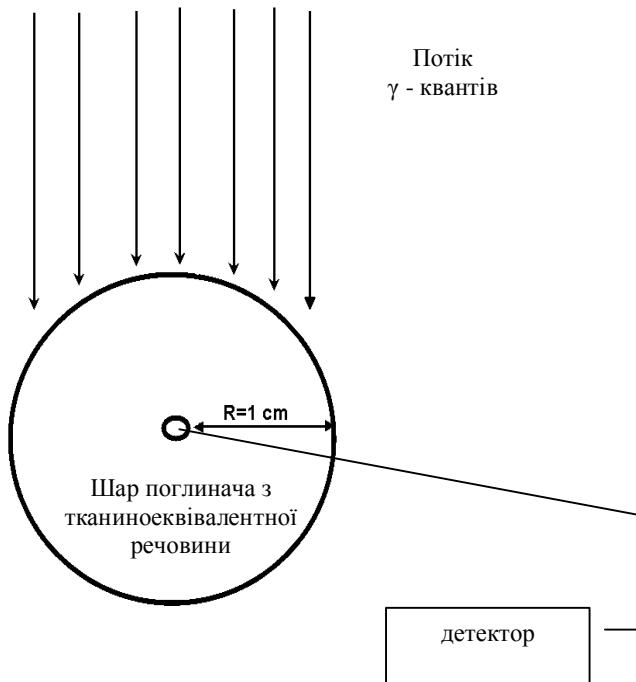


Рис. 1. Визначення польової поглиненої дози.

Слід зазначити, що польова доза забезпечує оцінку максимальної дози навантаження на критично-важливі органи. Для визначення польової дози слід визначити спектр енергій гамма-квантів, який залежить як від спектру гамма-випромінювачів, так і від кількості поглинача між біологічним об'єктом та джерелом випромінювання.

Відомо [6,7], що при проходженні гамма-квантів через речовину енергія гамма-квантів за рахунок комптон-ефекту зменшується, і тому їх біологічна дія збільшується (щільність іонізації в біологічних тканинах збільшується за енергій менше 100 кeВ в 2 – 3 рази). Поглинання гамма-випромінювання може виникати при заглибленні гаммаджерел у ґрунт і при утворенні завалів під час ядерного вибуху або руйнуванні потужних ядерних об'єктів.

Пропонується для визначення потужності польової поглиненої дози гамма-випромінювання використовувати блок детектування на основі високочутливого напівпровідникового детектора CdTe у рахунковому режимі, який розміщується в центрі кулі, виготовленої з тканино-еквівалентної речовини (парафін, віск, поліетилен). Оцінку радіаційного навантаження гамма-квантів на критично важливі органи слід проводити вимірюванням кількості гамма-квантів, які пройшли через шар тканиноеквівалентного поглинача. Інформативність даного методу є обґрунтованою і достатньою для оцінки біологічного впливу ІВ. В рамках роботи було проведено експеримент, в ході якого було проведено порівняння показань штатних приладів радіаційної розвідки та контролю, до яких відносяться: ДП-5В, МКС-У, МКС-05 «ТЕРРА» та розробленої лабораторної установки. Для проведення експерименту використовували наступні матеріали: точкові джерела гамма – квантів Am^{241} - Cs^{137} і Cs^{137} (59,6 кeВ та 662 кeВ відповідно). Вимірю-

До обговорення

вання кількості гамма-квантів або потужності експозиційної (еквівалентної) дози здійснювали при розміщенні джерела гамма-випромінювання на відстані 3 см від детекторів приладів із встановленням між ними тканино-еквівалентного поглинача та без поглинача (рис.3). Кожне вимірювання повторювалось три рази. Результати вимірювань зведені в (табл.1.).



Рис. 2. Лабораторна установка для визначення польової дози.

- 1 - телурид-кадмієвий детектор розміром $5 \times 5 \times 3$ мм розміщений в центрі кулі, виготовленої з тканино-еквівалентної речовини;
2- підсилювач електричного сигналу з детектора з порогом дискримінації по енергії 40 кеВ; 3- блок реєстрації гамма-квантів в лічильному режимі;
4- точкові джерела гамма – квантів Am^{241} - Cs^{137} (59,6 кеВ, 662 кеВ).



Рис. 3. Вимірювання потужності дози за допомогою приладів від джерела Cs^{137} (662 кеВ) з поглиначем (парафін товщиною 1 см): а) МКС-У; б) ДП-5В; в) МКС-05 «Терра»; г) Лабораторна установка.

До обговорення

Таблиця1.

№ з/п	Прилад	Джерело ІВ			
		Am ²⁴¹ -Cs ¹³⁷		Cs ¹³⁷	
		З екраном	Без екрана	З екраном	Без екрана
1	ДП-5В	0,075мР/г	0,075мР/г	0,4·100мР/г	0,4·100мР/г
		0,070мР/г	0,108мР/г	0,6·100мР/г	0,5·100мР/г
		0,1мР/г	0,075мР/г	0,5·100мР/г	0,6·100мР/г
2	МКС-05 «Терра»	0,78мкЗв/г	1,02мкЗв/г	538,1мкЗв/г	548,5мкЗв/г
		0,71мкЗв/г	0,97мкЗв/г	540,0мкЗв/г	536,0мкЗв/г
		0,73мкЗв/г	0,97мкЗв/г	541,2мкЗв/г	550,2мкЗв/г
3	МКС-У	0,77мкЗв/г	0,7мкЗв/г	515,5мкЗв/г	518,5мкЗв/г
		0,76мкЗв/г	0,75мкЗв/г	532,5мкЗв/г	521,5мкЗв/г
		0,75мкЗв/г	0,77мкЗв/г	525,3мкЗв/г	531,2мкЗв/г
4	Лабораторна установка (кількість зареєстрованих частинок за 45 сек.) * Для кулеподібного поглинача	81част.	118част.	59900част.	62882част.
		79 част.	114част.	59704част.	61291част.
		77част.	114част.	60610част.	62070част.
		98 част.*		59777част.*	
		83 част.*		59998част.*	
		107 част.*		60128част.*	

*Вимірювання з використанням кулеподібного парафінового поглинача.

Експериментальні дослідження вимірювання потоків гамма-квантів з двох джерел: (Am²⁴¹-Cs¹³⁷, Cs¹³⁷) при використанні штатних приладів МКС-05 „Терра”, ДП-5В, МКС-У та діючого макету лічильника гамма-квантів з енергіями вище ніж 40 кеВ показали:

1. При вимірюванні гамма-квантів Cs¹³⁷ результати практично (в межах похиби вимірювання) не відрізняються при застосуванні тканино-еквівалентного поглинача та без нього.
2. При опроміненні Am²⁴¹-Cs¹³⁷ джерелом окремі прилади зафіксували відмінність значень потужності дози при застосуванні тканино-еквівалентного поглинача та при його відсутності.

Так, прилад МКС-05 „Терра” показав, що при застосуванні поглинача потужність еквівалентної дози зменшується на 32%. На приладах ДП-5В та МКС-У відмінностей значень потужності експозиційної дози та еквівалентної дози не було помітно, таким же чином як і при застосуванні джерела Cs¹³⁷. Цей факт означає, що прилади ДП-5В та МКС-У не реєструють гамма-кванти з енергією нижче за 59 кеВ (Am²⁴¹). Нечутливість МКС-У до енергій 59 кеВ (Am²⁴¹) може бути пов’язана з перевищенням терміну градуювальних повірок (остання повірка проводилася в 2003 році).

Як і прилад МКС-05 „Терра”, діючий макет зафіксував зменшення кількості гамма-квантів при застосуванні поглинача на 46% при опроміненні його комбінованим дже-

До обговорення

релом Am²⁴¹ - Cs¹³⁷. Відмінність відносних вимірюваний МКС-05 „Терра” та діючим макетом може свідчити про більш низький поріг вимірювання енергії гамма - квантів у другого.

Таким чином, при зменшенні порогу реєстрації енергії гамма - квантів і наявності Am²⁴¹-Cs¹³⁷ забруднювачів, ідентичних паливним частинкам чорнобильського реактора, точність вимірювання потужності дози гамма - випромінювання підвищується більш як на 30-45%. Це значення може бути ще більшим через пониження енергії гамма - квантів за рахунок комптон-ефекту.

Методом Монте-Карло були проведені розрахунки зменшення енергії гамма - квантів з початковою енергією 662 кeВ, які пройшли крізь поглинач з алюмінію товщиною 1 см. Як видно з рис. 4, значна частина гамма - квантів втратила частину енергії. Таким самим буде зменшення енергії гамма - квантів при проходженні шару повітря товщиною 25-30 м. Отже, реєстрація гамма - квантів з низькими енергіями дозволяє зменшити похибку вимірювання потужності дози.

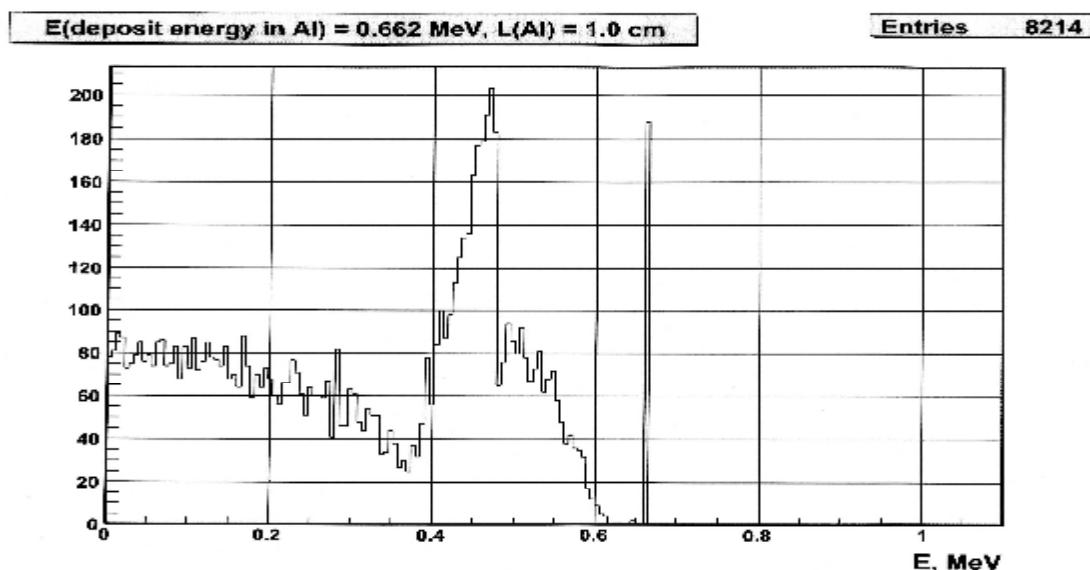


Рис 4. Спектр гамма-квантів від джерела Cs¹³⁷ з енергією 662 кeВ при проходженні шару алюмінію товщиною 1 см

Висновки: Для коректного та ефективного прогнозу біологічного впливу гамма випромінювання на особовий склад необхідно враховувати властивості взаємодії ІВ з біологічними об'єктами. Оцінку біологічного впливу доцільно проводити за визначеною методикою, що дає змогу визначати ступінь радіаційного навантаження на критично важливі органи. Спосіб вимірювання польової поглиненої дози, яка визначає максимально можливе дозове навантаження на критичні органи, є достатньо інформативним та обґрутованим для використання у військовій практиці.

Література: 1. Кухтевич В.И., Горячев И.В., Трыков Л.А. Защита от проникающей радиации ядерного взрыва. – М.: Атомиздат, 1967 - 276с. 2. Дозиметрия ионизирующих излучений ядерного взрыва. / Под редакцией Шестерикова Б.А. – М.: ВАХЗ, 1973- 450с. 3. Садовников Р.Н., Манец А.И. Анализ возможности учёта погрешности измерения мощности дозы гамма- излучения за счёт энергетической зависимости чувствительности прибора на основе знания средней энергии излучения // Экологические системы и приборы.- 2005.-№3 – С.37-40. 4. Иванов В.И. Курс дозиметрии. 4-е изд., перераб.

До обговорення

и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1988- 256с 5. Методические указания. Внедрение и применение ГОСТ 8.417-81 «ГСИ. Единицы физических величин» в области ионизирующих излучений. РД 50-454-84. –М.: Издательство стандартов, 1984; 1990, с изменениями. б. Григорьев А.Н., Кареев А.Г., Жадан Т.А. Применение полупроводниковых детекторов для регистрации электромагнитных и корпускулярных излучений в полевых условиях // Збірник наукових праць „Системи обробки інформації”. – Харків: ХВУ.– Вип.5(15).– 2001. – С.29 – 32. 7. Экспериментальная ядерная физика / Под ред. Э. Сергея. Пер. с англ. Т. 3. – М.: Изд-во иностр. лит., 1961. – 684 с.

Марущенко В. В.

СОВРЕМЕННЫЙ ВЗГЛЯД НА ОЦЕНКУ БИОЛОГИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ГАММА – ИЗЛУЧЕНИЯ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

Предложен подход к оценке биологического воздействия гамма излучения на основе понятия полевой дозы, не требующей определения направления на источник излучения. Рассматривается устройство действующего макета прибора а также результаты сравнительной оценки энергетической чувствительности приборов.

Marushchenko V.V.

MODERN APPROACH TO ESTIMATION OF BIOLOGICAL EFFECT OF GAMMA RADIATION IN FIELD CONDITIONS

An approach towards estimation of biological effect of gamma radiation based upon the field doze concept is suggested which does not need determination of direction to the radiation source. A laboratory installation as well as the results of comparative estimation of power sensitivity of the equipment are discussed.

УДК 539.3

Наумов И.В., Болюх В.Ф., Бреславский Д.В.

ДЕФОРМИРОВАНИЕ И РАЗРУШЕНИЕ ПЛАСТИН ПРИ НАГРУЖЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ УДАРНИКОМ

Актуальность темы и постановка задачи. В современном мире задача защиты от несанкционированного доступа конфиденциальной информации, находящейся в памяти компьютеров, является актуальной. Существует различные способы защиты – пароли, методы доступа, уничтожение информации. Для предотвращения утечки информации наиболее целесообразным представляется ее уничтожение. В последнее время появилось целое семейство устройств, обеспечивающих защиту компьютерной информации от несанкционированного доступа. Все эти устройства стирают информацию с винчестеров при помощи возбуждаемого магнитного поля различного характера: сильного постоянного, импульсного, изменяющего направление, величину и частоту следования импульсов и др. [1, 2]. Однако при воздействии внешним магнитным полем сохраняется возможность восстановления информации винчестера специальными средствами. Кроме того, известные устройства должны иметь мощный источник для возбуждения магнитного поля и значительные габариты. При этом сами винчестеры имеют защиту от внешних электромагнитных полей в виде электропроводящего и ферромагнитного корпуса. Именно поэтому в мировой практике информационной безопасности для полной сохранности рекомендуется физическое повреждение или уничтожение винчестера.

Одним из возможных способов защиты информации является разрушение сквозным пробиванием винчестера, расположенного в корпусе компьютера. Это предъявляет жесткие требования к системе уничтожения информации, так как она должна быть компактна, но при этом обеспечивать достаточное усилие пробивания [3, 4]. Для обеспечения научно обоснованного подхода к проектированию таких устройств защиты информации необходимо решение ряда задач механики твердого деформированного тела. Это задача мгновенного разрушения тонких круглых и прямоугольных пластин для достаточно больших значений силы ударного взаимодействия, малоциклового разрушения для случая, когда не удается обеспечить требуемое для мгновенного пробивания значение силы, а также весьма важная задача ее идентификации.

Задачи ударного нагружения и разрушения тонкостенных конструктивных элементов привлекают внимание исследователей, начиная со второй половины прошлого века [5]. Их решение было связано с необходимостью обеспечения безопасных условий работы многих ответственных конструктивных элементов космического, авиационного, энергетического, химического и транспортного машиностроения. Исследования удара интенсивно проводятся и в настоящее время [6, 7], так как соответствующие задачи являются одними из наиболее сложных. Они требуют, с одной стороны, использования математического аппарата современного уровня, а с другой стороны – проведения сложных экспериментальных исследований свойств сопротивления удару современных конструкционных материалов.

Настоящая статья посвящена описанию экспериментального комплекса для исследования ударного нагружения тонкостенных конструктивных элементов, разработанного на кафедрах систем и процессов управления и общей электротехники НТУ «ХПИ», методике проведения экспериментов и полученным в них результатам.

Описание экспериментального комплекса.

Задача экспериментальных исследований состояла в изучении разрушения тонких квадратных шарнирно опертых пластин, а также определении характеристик малоциклической ударной усталости материала, из которого они изготовлены.

Для проведения экспериментов был создан информационно-измерительный комплекс, предназначенный для регистрации деформаций при тестировании тонких нагруженных пластин [8]. Комплекс разбит на модули, каждый из которых отвечает за свой участок обработки сигнала: испытательную установку (узел датчиков), блок формирования сигналов датчиков, стабилизированный блок питания комплекса, блок сопряжения и защиты, АЦП ADA-1406 и персональный компьютер.

Испытательная установка состоит из сменного держателя пластины и устройства ударного нагружения. Благодаря замене держателя можно реализовать различные виды закрепления: шарнирное, жесткое, свободное опирание (рис. 1).

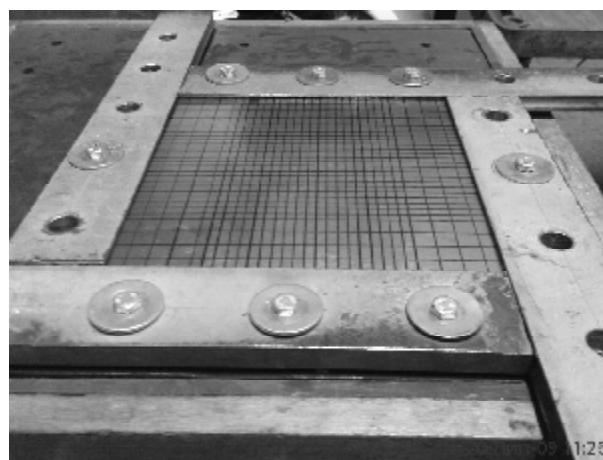


Рисунок 1 - Держатель пластины

До обговорення

Нагружение ударного типа осуществлялось линейным индукционно-динамическим двигателем (ЛИДД) [3]. На рис.2 показаны основные составные части ЛИДД (слева направо):

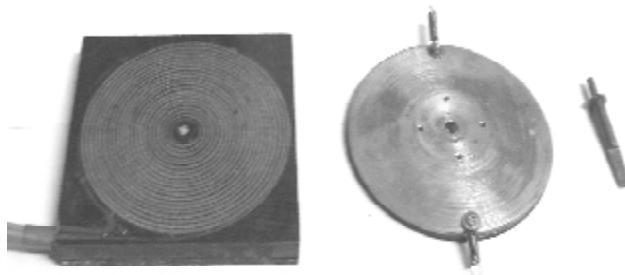


Рисунок 2 - Составные части ЛИДД

- неподвижный индуктор, состоящий из обмотки, замоноличеной эпоксидной смолой в неметаллическом (стеклотекстолитовом) корпусе;
- подвижный дисковый якорь круглой формы (массой 0,43 кг) с двумя пружинами, возвращающими якорь в исходное положение после окончания ударного процесса;
- ударный элемент - боек, ускоряемый якорем и служащий для нанесения механического удара по поверхности исследуемого объекта.

Якорь состоит из электропроводящего диска, в котором индуцируются вихревые токи, возникающие от импульсного магнитного поля индуктора, и соединенного с ним ударного диска, обеспечивающего передачу электродинамического усилия от электропроводящего диска к бойку.

Индуктор, якорь и ударник крепятся к опорной гетинаксовой плате, установленной на регулируемых опорах, что позволяет изменять начальное расстояние от исследуемой пластины до бойка в диапазоне 0-50 мм, а также угол наклона относительно испытуемой пластины (рис.3). Пластина покрыта измерительной сетью тензодатчиков, объединенных в розетки. Провода от датчиков выводятся сквозь отверстия в плате, которая закреплена на опорной раме.

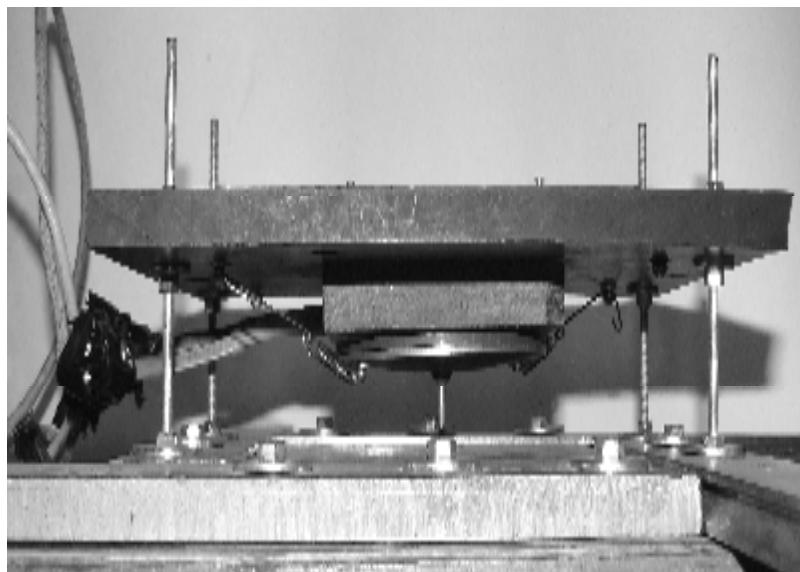


Рисунок 3 – Испытательная установка в сборе

До обговорення

Тензодатчики на испытанной пластине объединены в 5 розеток, по три датчика в каждой (рис. 4). Для измерения сопротивления тензорезисторов применена мостовая схема. Для измерения падения напряжения использовался дифференциальный приемник сигнала.



Рисунок 4 – Пластина с датчиками

В качестве приемника в блоке формирования сигналов датчиков применен прецизионный инструментальный усилитель AD623, позволяющий подавлять синфазную помеху, попадающую на вход вместе с полезным сигналом. Цифровые данные, полученные с платы АЦП, поступают в ПК и обрабатываются с помощью специально разработанного программного обеспечения. Оно позволяет записать сигнал, определить значения измеряемых параметров, спектры сигналов, время затухания колебаний. Запуск испытательной установки происходит дистанционно. Одновременно с началом испытаний начинается запись данных.

Важнейшим элементом установки является ЛИДД, работающий в импульсном режиме с кратковременным рабочим циклом и формирующий ударные нагрузки [9]. Поскольку при работе электродвигателя в массивном электропроводящем якоре в каждый момент времени возникает существенная неравномерность распределения индуцированного тока, для расчета электрических процессов используется методика, при которой якорь заменяется совокупностью элементарных короткозамкнутых токовых контуров, а индуктор представляется первичным контуром, подсоединенном к электронной системе возбуждения от емкостного накопителя [10]. В таком случае электрические процессы ЛИДД можно описать системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} R_0(T_0) \cdot i_0 + L_0 \frac{di_0}{dt} + \frac{1}{C_0} \int_0^t i_0 dt + M_{01}(z) \frac{di_1}{dt} + \dots + M_{0k}(z) \times \\ \times \frac{di_k}{dt} + V(t) \left(i_1 \frac{dM_{01}}{dz} + \dots + i_k \frac{dM_{0k}}{dz} \right) = U_0; \\ R_1(T_1) \cdot i_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + M_{01}(z) \frac{di_0}{dt} + M_{12} \frac{di_2}{dt} + \dots + M_{1k} \frac{di_k}{dt} + \\ + V(t) \left(i_0 \frac{dM_{01}}{dz} + i_2 \frac{dM_{12}}{dz} + \dots + i_k \frac{dM_{1k}}{dz} \right) = 0; \end{aligned}$$

До обговорення

$$\begin{aligned} & \cdot R_k(T_k) \cdot i_k + L_k \frac{di_k}{dt} + M_{0k}(z) \frac{di_0}{dt} + M_{1k} \frac{di_1}{dt} + \dots + M_{k-1k} \times \\ & \times \frac{di_{k-1}}{dt} + V(t) \left(i_0 \frac{dM_{0k}}{dz} + i_1 \frac{dM_{1k}}{dz} + \dots i_{k-1} \frac{dM_{k-1k}}{dz} \right) = 0, \end{aligned}$$

где i_0, L_0, R_0 – соответственно ток, индуктивность и сопротивление индуктора; i_k, L_k, R_k - соответственно ток, индуктивность и сопротивление элементарного короткозамкнутого k -го контура массивного якоря, перемещающегося со скоростью $V(t)$ вдоль оси z относительно индуктора; M_{kp} - взаимоиндуктивность между k и p токовыми элементами двигателя ($k \neq p$); T_0, T_k – температура 0-го и k -го токовых контуров; C, U_0 – емкость и зарядное напряжение емкостного накопителя соответственно.

Перемещение якоря с бойком возникает под действием электродинамической силы

$$f_z(t) = i_0(t_n) \cdot \sum_k i_k(t_n) \frac{dM_{0k}}{dz}.$$

При этом их скорость можно представить в виде рекуррентного соотношения:

$$\begin{aligned} V(t_{n+1}) = & V(t_n) + \frac{t_{n+1} - t_n}{m_1 + m_2} i_0(t_n) \cdot \sum_k i_k(t_n) \frac{dM_{0k}}{dz} - K_p \times \\ & \times \Delta Z(t_n) + g(m_1 + m_2) - K_T \cdot V(t_n) - 0,125 \cdot \pi \cdot \gamma_a \beta_a D_{2m}^2 V^2(t_n), \end{aligned}$$

где m_1, m_2 - масса якоря и исполнительного элемента (силовой пластины и бойка) соответственно; K_p - коэффициент упругости пружины; $\Delta Z(t)$ - величина перемещения; K_T - коэффициент динамического трения; γ_a - плотность воздуха; β_a - коэффициент аэродинамического сопротивления; D_{2m} – максимальный размер силовой пластины.

На рис.5 показано распределение силовых линий магнитного поля в момент максимума электродинамических сил, действующих на ускоряемый якорь. Здесь использованы обозначения: 1 – обмотка; 2 – направляющая втулка; 3 – каркас; 4 – якорь; 5 – силовая пластина; 6 – боек; 7 – концевая часть бойка; 8 – упорный выступ бойка; деформируемая пластина.

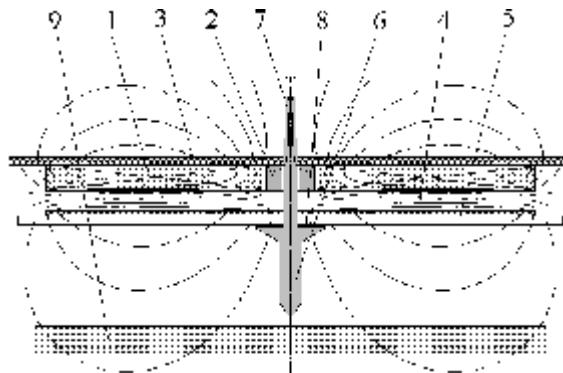


Рисунок 5 – Конструктивная схема и магнитное поле ЛИДД

Описание проведенных экспериментов.

В ходе экспериментов на испытательной установке проводились исследования квадратных пластин, изготовленных из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Сторона пластины 0,18 м, толщина 1,5 мм и 6,0 мм.

Было проведено четыре серии экспериментов, направленных, во-первых, на решение задачи идентификации значения силы ударного взаимодействия, которую можно получить в используемой установке, а также на исследование свойств малоциклового ударного деформирования образцов и квадратных пластин.

До обговорення

Тарировка датчиков. С использованием принятой в экспериментальной механике методологии, была проведена тарировка тензорезисторов. Для сравнения экспериментальных результатов – значений электрического напряжения со значениями компонент тензора деформаций в нагруженной пластине была использована задача о статическом деформировании шарнирно закрепленной пластины силой, приложенной в ее центре. Как известно, эта задача имеет аналитическое решение [5]. Кроме того, поведение пластины моделировалось в инженерном конечноэлементном пакете.

В ходе экспериментов было проведено 3 цикла ступенчатого нагружения/разгрузки пластины для определения чувствительности датчиков и градуировки шкалы измерений. В центр пластины был установлен пластиковый круг диаметром 2 см и весом 40 г для обеспечения точечного нагружения центра пластины. На эту опору устанавливались веса – эталонные грузы по 2, 4, 6, 8, 10 кг. При каждом нагружении записывалось значение электрического напряжения U для каждого датчика при известной массе грузе m . График линейной зависимости U от m при нагружении и разгрузке показал линейность процесса деформирования (рис. 6). На этом рисунке точками обозначены данные измерений, приведены результаты, полученные на трех датчиках розетки тензорезисторов, расположенной по центру пластины. Отметим вполне удовлетворительное совпадение значений линейных деформаций в центре пластины.

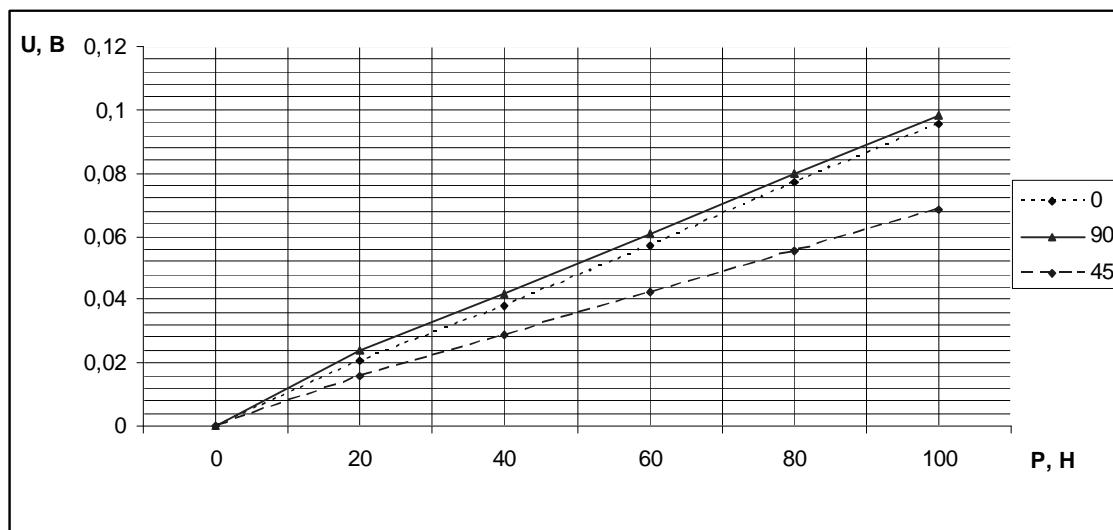


Рисунок 6 - Зависимость электрического напряжения от величины приложенной силы

По результатам тарировки – сравнения полученных значений электрического напряжения на тензорезисторах и расчетных значений деформаций в пластине определены коэффициенты соответствия k_1 , k_2 , k_{12} . В табл. 1 приведены результаты измерений электрического напряжения при значении силы, приложенной в центральной точке, равном 100 Н, для двух пластин толщиной 1,5 мм и 6,0 мм соответственно.

Таблица 1

Толщина пластины	Направления тензорезисторов		
	0°	90°	45°
1,5 мм	0,095643 В	0,09848 В	0,06855 В
6,0 мм	0,007058 В	0,005054 В	0,000551 В

Для определения коэффициентов k_1 , k_2 , k_{12} использованы соотношения

До обговорення

$$k_1 = \frac{e_x}{u_1} \quad k_2 = \frac{e_y}{u_2} \quad k_{12} = \frac{e_x \cdot l^2 + e_y \cdot m^2 + g_{xy} \cdot l \cdot m}{u_{12}} \quad (1)$$

Здесь e_x , e_y , g_{xy} - рассчитанные значения компонентов деформаций;

u_1 , u_2 , u_{12} - измеренные значения электрического напряжения;

$$l, m = \frac{\sqrt{2}}{2}.$$

Расчетами получены значения коэффициентов. Для тензорезисторов, расположенных в направлениях 0° и 90° , они оказались равными $3,0\text{E}-03$, а в направлении 45° - $4,2\text{E}-03$. На рис. 7 приведены результаты численного решения данной задачи - распределение значений интенсивностей напряжений на поверхности пластины толщиной 1,5 мм.

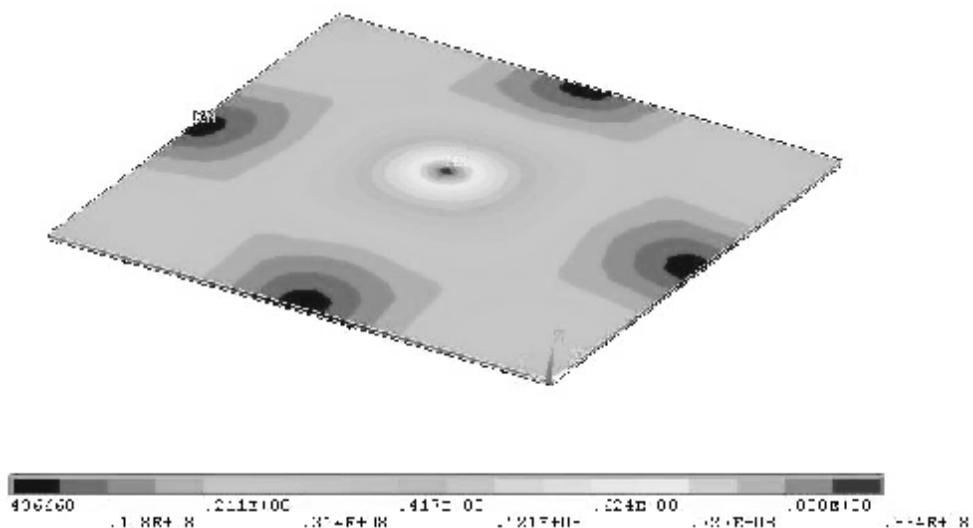


Рисунок 7 - Распределение интенсивностей напряжений

Расчетами подтверждены основные закономерности деформирования, установленные экспериментально. Так, например, численные данные показали, что значение деформации для пластины толщиной 1,5 мм в 15 раз больше, чем для более толстой ($h=6$ мм). Это совпадает с результатами экспериментов – значения электрического напряжения также отличаются в 15 раз. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Толщина пластины	e_x , %	e_y , %	g_{xy} , %	s_x , МПа	s_y , МПа	s_i , МПа
1,5 мм	3,17E-04	3,17E-04	1,45E-13	88,2	88,2	93,4
6,0 мм	2,14E-05	2,14E-05	-3,13E-14	5,74	5,74	6,6

Упругий удар по пластине. Были проведены испытания шарнирно закрепленной стальной пластины $0,18 \times 0,18 \times 0,006$ м для установления зависимости силы ударного взаимодействия от амплитуды импульса. В этой группе экспериментов и всех последующих использовался цилиндрический ударник диаметром 4 мм, изготовленный из стали 70.

Пластина испытывалась при напряжении емкостного накопителя $U_0=200$ В и опытным путем установлено, что воздействие ударника при таком напряжении не вызывает пластических деформаций материала.

После 5 серий ударных нагрузений установлено среднее значение амплитуды сигнала, снимаемого с центральной розетки пластины, что позволило определить уровень деформаций и напряжений, возникающих в пластине при ударе. Так, для использованного напряжения $U_0=200$ В указанное значение составило $\sim 0,0067$ В для датчиков, расположенных под углами 0° и 90° и 0,004 В для датчика, установленного под углом 45° .

Используя полученные коэффициенты, были определены значения компонент напряженно-деформированного состояния (НДС) пластины (рис.8).

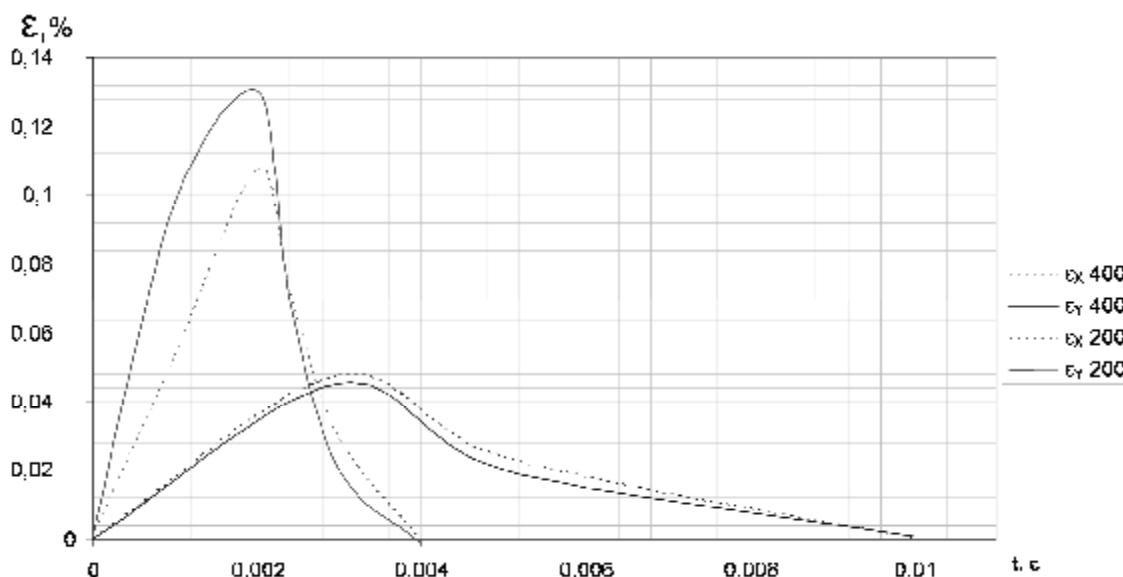


Рисунок 8 - Значення деформації для двох рівнів навантаження

Для сили ударного взаємодействия, возникающей при $U_0=200$ В, в пластине толщиной 1,5 мм значение интенсивности напряжений составляет 93,4 МПа, а при $U_0=400$ В – 186,8 МПа. Для тонкого листа из стали 12Х18Н10Т предел текучести $S_T=205$ МПа. Таким образом, при $U_0=400$ В напряжения в пластине находятся на границе предела текучести, следовательно, этим же значением определяется возможность применения в расчетах схемы упругой задачи.

Кроме этого, при помощи видеосъемки и тензометрического комплекса (на нем определялось время от начала подачи напряжения на индуктор до момента касания им пластины) определялась скорость бойка. Полученная в результате измерений скорость оказалась равной 5,18 м/с, что несколько ниже расчетной – 8 м/с.

Малоциклове ударне навантаження. Для анализа разрушения винчестеров разработана методика проведения экспериментального исследования пластин, находящихся в условиях малоциклового ударного навантажения. В связи с тем, что набор проведенных экспериментальных исследований предназначен для разработки методов проверки численных процедур расчета, были решены две задачи. Первая – разработка методики проведения эксперимента и исследования образцов, изготовленных из материала пластин, для получения характеристик малоцикловой ударной прочности. Вторая – опытное изучение малоциклового разрушения самих пластин с использованием описанного экспериментального комплекса и методик испытаний.

Образцы из нержавеющей стали 12Х18Н10Т размерами 30x30x1,5 мм закреплены на неупругой подложке и стянуты двумя пластинами таким образом, что ударное навантажение являлось практически одноосным. В верхней пластине предусмотрено отверстие для бойка. Навантажение осуществлялось с помощью ЛИДД. Всего было протес-

До обговорення

тировано 6 образцов (по 3 для двух уровней нагружений).

В результате проведенных на образцах испытаний определены средние значения числа циклов до разрушения. Для первой группы опытов, в которой реализовывалось нагружение с уровнем напряжений 400 МПа, оно составило 146 циклов, а для второй, при напряжении 457 МПа, – 39 циклов. При пробивании образовалась пробка диаметром 4 мм и толщиной 1,1 мм с ровными краями.

На рис. 9 приведена полученная экспериментально кривая малоцикловой ударной прочности, а также приведены фотографии образцов, разрушенных при соответствующих уровнях напряжений.

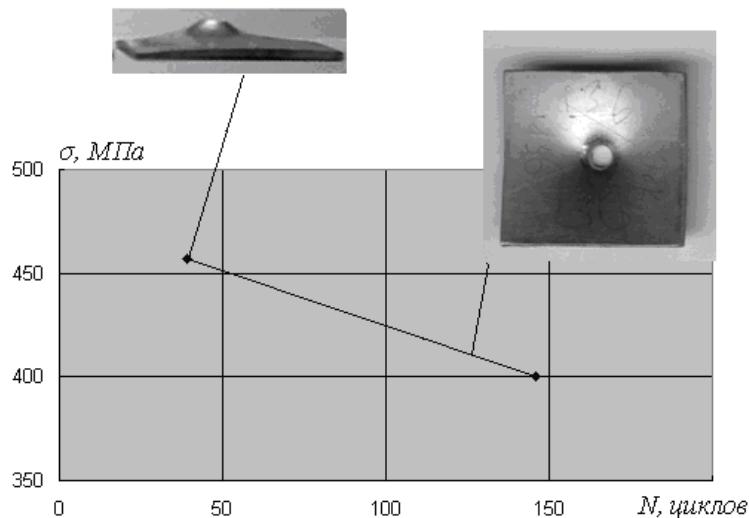


Рисунок 9

Далее опишем результаты экспериментального исследования малоциклового ударного разрушения шарнирно закрепленных квадратных пластин из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. В опытах использованы 3 пластины со стороной 0,18 м и толщиной 1,5 мм. Установлено, что среднее число циклов до разрушения оказалось равным 79. При пробивании также образовывались пробки с такими же параметрами, что и у образцов. На рис. 10 приведена фотография разрушенной пластины.

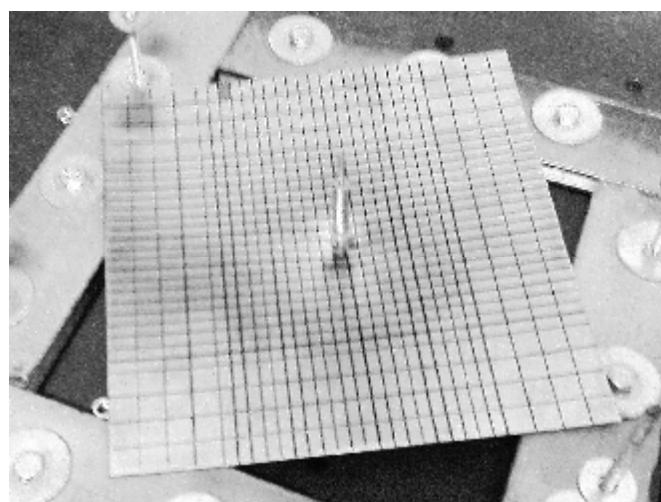


Рисунок 10 - Пробитая пластина с ударником

До обговорення

Выводы. В статье описан разработанный авторами метод оценки деформированного состояния и малоцикловой прочности тонких пластин при их ударном нагружении от линейного индукционно-динамического двигателя. Приведено описание экспериментального комплекса, методики и результатов экспериментов, полученных на образцах и квадратных пластинах, изготовленных из стали 12Х18Н10Т.

Литература: 1. Спесивцев А. В. Защита информации в персональных компьютерах. – М., Радио и связь, 1992, с.140-149. 2. Пат РФ № 2256955. Устройство оперативного уничтожения информации на магнитных носителях / Сапрунов А.С., Кузнецов О.А. – МКИ G11B5/024. – 20.07.2005. 3. В.Ф.Болюх, А.М.Марков, В.Ф.Лучук, И.С.Щукин. Устройство защиты компьютерной информации от несанкционированного доступа на основе индукционно-динамического двигателя // Електротехніка і електромеханіка. – 2008. - № 2. – С. 5-10. 4. Пат. РФ № 2305329, МКИ G11B 5/024. Способ защиты информации и устройство для его осуществления / Болюх В.Ф., Марков А.М., Лучук В.Ф., Щукин И.С. – З. № 2005120956. – Заявлено 04.07.2005. – Опубл. 28.08.2007. Бюл. № 24. 5. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяющихся тел. – М., 1965. 451 с. 6. G. Ben-Dor, A.Dubinsky, T.Elperin. Ballistic Impact: Recent Advances in Analytical Modeling of Plate Penetration Dynamics—a Review// Applied Mechanics Reviews, November 2005, Vol. 58. – P. 355-371. 7. J.E. Field. Review of experimental techniques for high rate deformation and shock studies// Int. J. Imp. Eng. Vol. 30, 2004. – P. 725–775. 8. Д.В.Бреславский, И.В.Наумов, А.В.Онищенко. Экспериментальное исследование процессов ударного нагружения тонких пластин// Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, НТУ «ХПІ». 2007, № 38. – С. 30-35. 9. J.A.Andrews, J.R.Devine. Armature design for coaxial induction launchers // IEEE Trans. Magnetics. Vol. 27, № 1, 1991. - P. 639-643. 10. В.Ф.Болюх, А.М.Марков, В.Ф.Лучук, И.С.Щукин. Теоретические и экспериментальные исследования индукционно-динамического двигателя, возбуждаемого от полярного емкостного накопителя // Техн. електродинаміка. Тем. випуск: Проблеми сучасної електротехніки. - 2006. - Ч. 2. - С. 65-70.

Наумов I.В., Болюх В.Ф., Бреславський Д.В.

ДЕФОРМУВАННЯ ТА РУЙНУВАННЯ ПЛАСТИН ПРИ НАВАНТАЖЕННІ ЦИЛІНДРИЧНИМ УДАРНИКОМ

Статтю присвячено опису експериментального комплексу, призначеного для дослідження деформування та руйнування тонкостінних конструкцій при ударному навантаженні, методики та результатів експериментів. Описано процедури визначення параметрів деформованого стану пластин. Експериментально отримані залежності малоциклої ударної міцності зразків зі сталі 12Х18Н10Т.

Naumov I.V., Bolyukh V.F., Breslavsky D.V.

DEFORMATION AND FRACTURE OF PLATES LOADED BY CYLINDRICAL IMPACTOR

The paper is devoted to the description of experimental complex, designed for the investigations of deformation and fracture in thin-walled structures under impact loading, as well as experimental technique and results. The procedures for strain state determining are described. The laws of low-cycle impact strength for specimens made from 12X18H10T steel were experimentally obtained.

УДК 502.55:621.039.7

Чернявский И.Ю., Марущенко В.В.

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОВЕДЕНИЯ РАДИАЦИОННОЙ РАЗВЕДКИ
РАЙОНОВ ПУТЬМ УВЕЛИЧЕНИЯ КОНТРОЛИРУЕМОЙ ПЛОЩАДИ
БОРТОВЫМ ПРИБОРОМ РАДИАЦИОННОЙ РАЗВЕДКИ**

В основу боевого применения подразделений РХБ разведки положены принципы надёжного выявления факта наличия или отсутствия радиоактивных веществ на местности и в воздухе [1]. Поскольку выдаваемая информация используется для принятия оптимального решения командира, для действия войск в условиях РХБ заражения, эффективность применения сил и средств подразделений разведки оценивают по величине их вклада, который они вносят для решения командира и в дальнейшем – для выполнения боевой задачи. Ценность такой информации зависит не только от времени её прохождения, но и от других важных характеристик, как полнота и точность. Так, проведённый анализ [2] показал, что вероятность успешного выполнения задач подразделением разведки (выражение 1), будет зависеть от оперативно-тактической важности объекта ведения разведки (коэффициент β), от полноты проведенной разведки (коэффициент $K_{полн}$), от времени, которое теряется на передачу информации (t_{nep}), от времени, по окончанию которого информация о радиационной обстановке не приведёт к значительному уменьшению потерь войск, действующих в условиях заражения (T_{kp}), от масштаба поставленной задачи подразделению по ведению разведки района (или маршрута) S_u , а также, безусловно, от возможности одной машины РХБ разведки, количества машин (S_m, n), участвующих в разведке.

$$D_{\text{под} \cdot \text{Д}} = \frac{b \cdot \hat{E}_{\text{под} \cdot \text{Д}} \cdot (1 - D_{\text{под} \cdot \text{Д}})}{1 + b} \cdot \left(1 - \hat{a}^{- \left(\frac{\partial_{\text{под} \cdot \text{Д}}}{t_{\text{под} \cdot \text{Д}}} + \frac{S_{\text{под} \cdot \text{Д}}}{S_m \cdot n} \right)} \right), \quad (1)$$

где $P_{\text{пораж}}$ – вероятность поражения подразделением РХБ разведки в период выполнения задачи.

Однако, опыт ведения радиационной разведки (РР) на местности, подвергшейся заражению в ходе аварии на ЧАЭС, показал, что одной из наиболее важных проблем является неполнота радиационной разведки ($K_{полн}$), которая с одной стороны связана с ограниченной зоной сбора гамма - квантов блоком детектирования (БД) бортового прибора РР (рис.1), а с другой стороны ограниченной сетью транспортных коммуникаций, по которым, как правило, ведётся РР (рис.2). В условиях дефицита времени дозор РХБ разведки намечает маршрут только по доступным участкам дорог, выбирая контрольные точки (снятие информации о мощности дозы гамма-излучения) вблизи важных ориентиров, что не даёт полной информации по радиационному заражению местности. Труднодоступные участки местности контролируются пешими дозорами, что в свою очередь значительно увеличивает время на выполнение поставленной задачи [2]. Такой подход к разведке района был оправдан тактикой действий химических разведывательных дозоров при применении противником ядерного оружия, где сплошная зона заражения местности от ядерного взрыва, позволяла планировать ведение разведки местности, рассчитывая удаление одного маршрута от другого на 1,5-2 км [1].

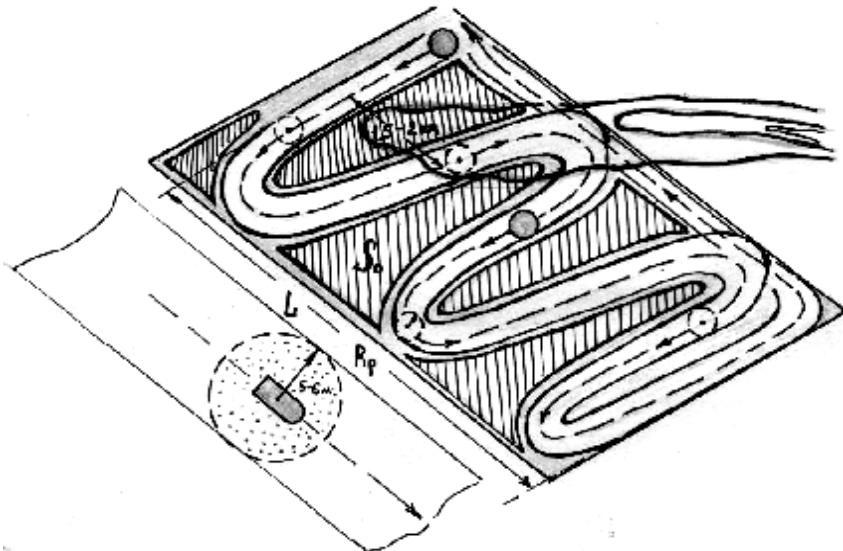


Рис.1.

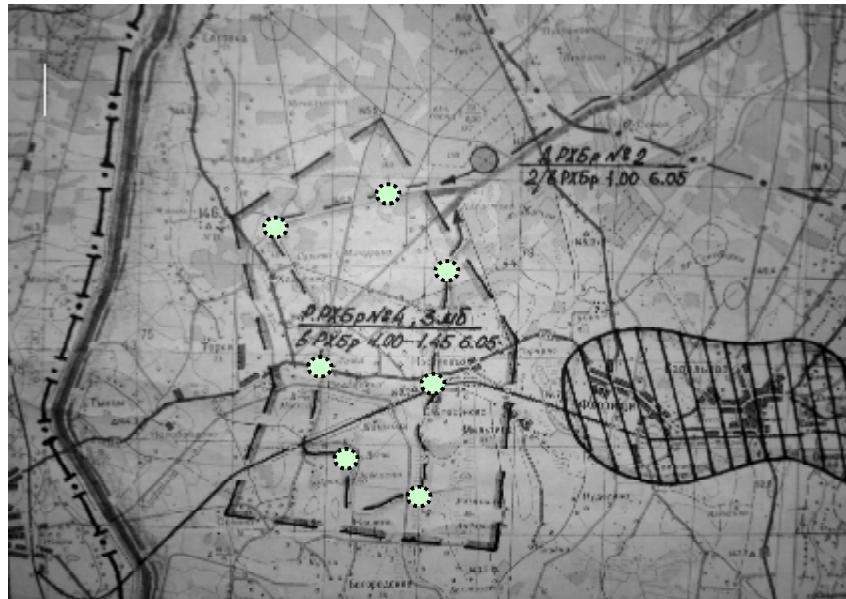


Рис.2.

Проведём оценку коэффициента полноты проведенной разведки ($K_{полн}$). При ведении РР района площадью (S_u) (или участка местности) любым способом (зональным, объектовым и.т.д.), всегда существуют участки местности (S_o), которые в силу указанных выше причин, не подвергаются контролю (рис.1). Если протяжённость пройденного маршрута, при этом, определить как (L), то площадь местности, не подвергшаяся контролю, может составить:

$$S_o = S_u - p \cdot R_p^2 \cdot L, \quad (2)$$

где R_p – радиус контролируемой площади бортовым прибором РР при размещении БД на заданной высоте (как правило, на высоте 1 м от земли, что соответствует площади

До обговорення

радиусом 10-15 м от места стояния машины разведки для гамма – квантов с максимальной энергией 2,8 МэВ).

Тогда, коэффициент полноты проведенной разведки ($K_{полн}$), предложенный в работе [2], и меняющийся в пределах от 0,1 до 1 целесообразно выразить как:

$$K_{полн} = \frac{\sum S_i}{S_u} \quad (3)$$

Необходимо отметить, что увеличение доли контролируемой площади $S_i = p \cdot R_p^2 \cdot L$ за счёт увеличения радиуса сбора гамма - кванта БД бортовым прибором РР является основным путём достижения качества радиационной разведки районов в условиях: локализации участков местности зараженных радиоактивными пятнами, применения боеприпасов с обеднённым ураном, применения радиологического оружия, а значит и в целом позволит повысить вероятность успешного выполнения задач за счёт повышения возможности одной машины РХБр [2]. Так проведённый анализ [3] технических характеристик прибора ИМД-23 (принятого на вооружение войск РХБ защиты России), показывает, что разработанная система БД прибора способна собирать гамма - кванты с поверхности земли радиусом 150 – 200 м.

Проведём оценку контролируемой площади путём расчёта мощности дозы гамма - излучения в точке расположения БД бортового прибора разведки.

Мощность дозы над плоским изотропным (с одинаковыми свойствами по всем направлениям) источником определяется интегрированием по всей плоскости вкладов мощностей доз от элементарных источников $dX^&$, расположенных на этой плоскости.

Если в качестве такого источника принять элементарную площадку dS , покрытую моноэнергетическим гамма- излучателем с энергией (E_g) в МэВ и удельной поверхностью заражения (A) в $1/(с\cdot см^2)$, то мощность дозы $dX^&$ на расстоянии (R) от площадки определяется соотношением [4]:

$$dX^& = C \frac{m_{\text{эд}} \cdot \hat{A}_g \cdot \hat{A} \cdot dS}{4p \cdot R^2} \cdot e^{-m_d R} \cdot \hat{A}, \quad (4)$$

где C – постоянная, зависящая от единиц измерения; μ_{KB} , μ_B – линейные коэффициенты поглощения и ослабления гамма – излучения в воздухе; B – дозовый фактор, учитывающий вклад в мощность дозы рассеянного гамма- излучения.

На рис. 3. приведена схема вычисления мощности дозы на участке радиоактивного заражения. Из этого рисунка видно, что $dS = rdrdd$ и $rdr = tg\Psi d\Psi$. Если использовать для дозового фактора накопления выражение, приведённое в [4], и после подстановки его, а также значения dS в соотношение (4) и интегрирования этого соотношения по Ψ от 0 до Ψ_0 , по δ от 0 до 2π получаем выражение для мощности экспозиционной дозы от площади с радиусом R_0 при расположении БД над её центром на высоте H :

$$X^& = C \frac{m_{KB} E_g A}{2} \left[E_1(m_B H) - E_1\left(m_B \sqrt{R_0^2 + H^2}\right) + \frac{e^{-m_B H}}{7E_g^{2,4}} (1 + 7E_g^{2,4} + m_B H) - \right]$$

До обговорення

$$- e^{-\frac{m_B \sqrt{R_0^2 + H^2}}{7E_g^{2,4}}} \left(1 + 7E_g^{2,4} + m_B \sqrt{R_0^2 + H^2} \right) \quad (5)$$

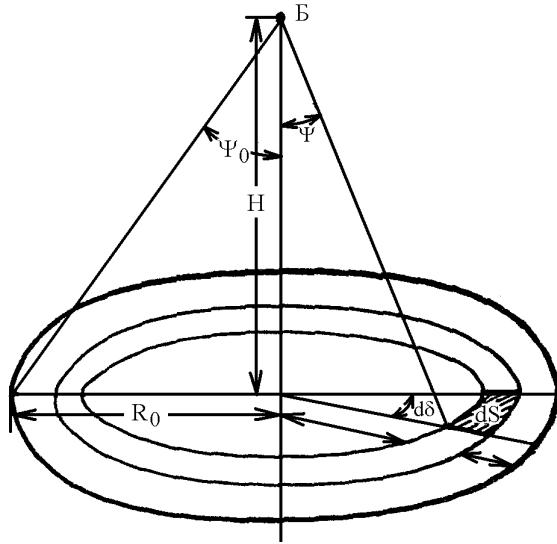


Рис.3. Схема вычисления мощности дозы на участке радиоактивного заражения

Для площади бесконечного радиуса ($R_0 = \infty$) соотношение (4) будет иметь вид:

$$\mathbf{x} = C \frac{m_{KB} E_g A}{2} \left[E_1(m_B H) + \frac{e^{-m_B H}}{7E_g^{2,4}} (1 + 7E_g^{2,4} + m_B H) \right] \quad (6)$$

По соотношениям (5) и (6) определена доля, вносимая площадью с каким-либо радиусом r в общую мощность дозы от площади с бесконечным радиусом.

В табл. 1. представлены результаты вычислений для трёх разных энергий гамма-квантов, радиусов участков в метрах, определяющих 50, 75 и 90 % полной мощности дозы в точке наблюдения Б (рис. 3), находящейся на трёх высотах над бесконечно протяжённым участком заражения.

Таблиця1.

H, м	$E_\gamma = 0,41$ МэВ			$E_\gamma = 1,25$ МэВ			$E_\gamma = 2,8$ МэВ		
	50 %	75 %	90 %	50 %	75 %	90 %	50 %	75 %	90 %
1	6	40	122	6	42	130	7	50	140
10	8	86	170	38	92	180	45	115	200
50	12	60	258	98	173	280	112	205	300

Как видно из табл. 1., на незначительной высоте над землёй доза гамма-излучений характерных для радиоактивного заражения в результате ЯВ в основном определяется источниками, находящимися не далее 100 – 150 м от точки измерения. Гамма – активность более удалённых участков создаёт лишь незначительный процент полной дозы. Эти данные справедливы для продуктов ядерного взрыва, поскольку радиусы площадок, вносящих одинаковый вклад в полную мощность дозы в точке наблюдения, слабо зависят от первичной энергии гамма-квантов. Данные, приведенные в табл. 1, учитывают влияние подстилающей поверхности. При наличии границы раздела сред воздух – земля в слое с меньшей плотностью – в воздухе мощность дозы вблизи источника больше, чем для однородной среды вследствии увеличения обратного рассеяния от более плотной среды. Если $H>0,5$ м, мощность дозы меньше, чем для соответствующих расстояний в однородной среде. При радиоактивном заражении местности происходит заражение верхнего слоя почвы. Оно существует относительно недолго. Постепенно, в течение нескольких недель, под влиянием различных процессов радиоактивные продукты начинают проникать в глубь почвы либо вместе с частицами-носителями, либо в результате смыва с поверхности этих частиц, либо в результате их разрушения. Образуется объёмное загрязнение верхнего слоя почвы глубиной в несколько сантиметров.

В верхнем слое (5-6 см) содержится около 80-95 % всей активности. Для вычисления мощности дозы над поверхностью гамма-активного слоя грунта необходимо учесть поглощение излучения в этом слое. Расчёты показывают, что эффективный радиус действия объёмного источника значительно меньше эффективного радиуса действия поверхностного источника. Так, на высоте 1 м над поверхностью земли 90 % полной дозы гамма - излучения собирается с участка, ограниченного 10-15 м, а на высоте 25 м – с участка радиусом 100 м.

Выводы: Таким образом, увеличить контролируемую площадь возможно за счет увеличения высоты размещения БД прибора РР. Подъём БД на высоту до 10 м (что технически возможно за счёт телескопических механизмов), может осуществляться после прихода машины разведки в заранее рассчитанную точку стояния, перекрывая расширенной зоной контроля непроходимые участки местности.

Литература: 1. Наставление по боевому применению химических войск Ч.2.-М.: Воениздат, 1990- 223 с. 2. Чернявський І.Ю. Обґрунтування шляхів вдосконалення системи збору та обробки інформації про РХБ обстановку при виконанні завдань підрозділами та частинами у складі ОСШР щодо нейтралізації збройного конфлікту / Інформаційний бюлєтень військ РХБ захисту № 6(6) 2008. Науково-інформаційне видання. – Харків: ХІТВ, 2008.-100 с. 3. Петров С.І., Сахаров Г.В., Ченяєвський І.Ю. та інш. / Засоби радіаційної, хімичної, біологічної розвідки та контролю іноземних держав. (Довідник) Харків: ХІТВ НТУ “ХПІ”, 2006. 112 с. 4. Дозиметрия ионизирующих излучений ядерного взрыва. / Под редакцией Шестерикова Б.А. – М.: ВАХЗ, 1973-450с.

Чернявський І.Ю., Марущенко В.В.

**ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОВЕДЕННЯ РАДІАЦІЙНОЇ РОЗВІДКИ РАЙОНІВ
ШЛЯХОМ ЗБІЛЬШЕННЯ ПЛОЩІ, ЯКА КОНТРОЛЮЄТЬСЯ
БОРТОВИМ ПРИЛАДОМ РАДІАЦІЙНОЇ РОЗВІДКИ**

В статті обґрунтovується необхідність під час оцінки ефективності проведення радіаційної розвідки районів місцевості, врахувати коефіцієнт повноти проведеної розвід-

До обговорення

ки. Підвищити повноту пропонується за рахунок збільшення площі, яка контролюється бортовим приладом радіаційної розвідки.

Chernyavsky I.Y., Marushchenko V.V.

**THE RISING THE QUALITY OF RADIATION INTELLIGENCE
OF THE TERRITORY BY THE INCREASING THE AREA CONTROLLED
WITH A BOARD RADIATION INTELLIGENCE DEVICE**

The necessity to take into consideration the completeness coefficient of conducted radiation intelligence during the estimation of radiation intelligence efficiency is grounded in the article. It is suggested to rise the completeness by the increasing the area controlled with a board radiation intelligence device.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал "Механіка та машинобудування" відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, розсилається авторам і організаціям обов'язкової розсилки, другий – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті розміром до 10 повних сторінок українською, російською або англійською мовами за науковими напрямами:

- теоретична механіка,
- прикладна механіка,
- машинознавство,
- динаміка та міцність машин,
- транспортне машинобудування,
- управління в технічних системах,
- технологія машинобудування,
- історія машинобудування.

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті на аркушах формату А4 у 2-х екземплярах.
2. Електронна версія статті на дискеті 3,5", лазерному диску або іншому носії інформації в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю.
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - § повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - § їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - § контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТИ:

1. Код УДК.
2. Ініціали і прізвища авторів, наукове звання, (академік; д-р фіз.-мат. наук; канд. техн. наук та ін.); при відсутності звання – посада (проф., доц., наук. співр., інж., асп., студент).
3. Назва статті.
4. Список літератури оформленний відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлєтень ВАК України №5,– 2009.– с.26 – 30).
5. Анотація українською або російською мовою.
6. Анотація англійською мовою.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТИ:

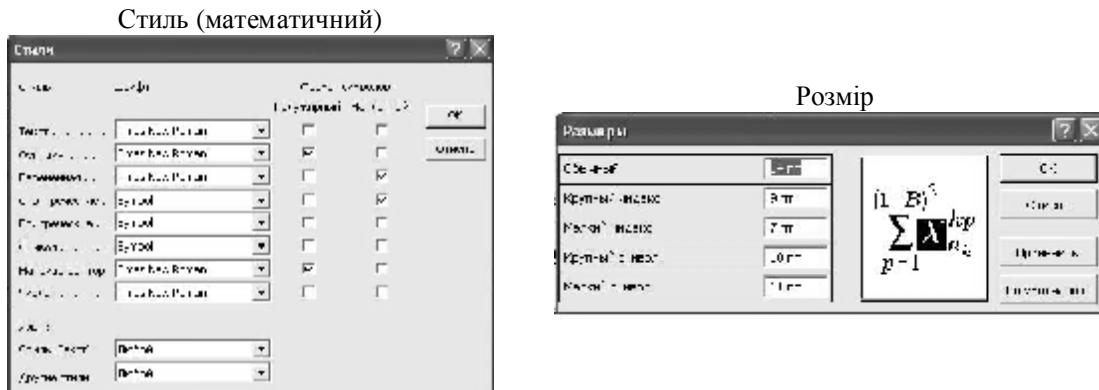
1. Параметри сторінок та тексту:

- розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- ліве, праве, верхнє та нижнє поля – 25 мм;
- шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- розмір шрифта – 12 пт;
- інтервал між рядками – 1;
- застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- абзацний відступ – 1,25 см;
- вирівнювання абзаца – по ширині;
- відступ від краю до колонтитула – 1,27 см.

2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія; одна від іншої формули відокремлюються крапкою з комою. Якщо формула міститься у середині речення, то продовження речення у на-

ступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 pt;

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:



3. Рисунок повинен бути оформленений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Рекомендуються використовувати чорно-білу паліtronу, якість відтворення рисунків кольоворової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисувочний підпис: Рис. 1. Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 pt.

Символи на рисунці повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини рисунку позначаються під рисунком літерами *a*, *b* без дужки. Написи на рисунці, позначення його елементів (*1*, *2*, *3*) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2. *a*, *b*).

4. Таблиця відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Якщо таблиця декілька, вони нумеруються. Заголовок таблиці (*Таблиця 1; Продовження таблиці 1; Таблиця 2*) виконується курсивом і вирівнюється по правому краю). Якщо таблиця має назву, то вона надається з нового рядка прямим шрифтом і центрується над таблицею. Для заголовка та назви таблиці використовується шрифт 11.

5. Текст статті може бути розділений на розділи з заголовками вигляду:

1. Математична модель. Використовується метод ...

Висновки. У результаті отримано...

Перед заголовком пропускається один рядок.

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини (клавіша «Ctrl + Gray—»).

ПОРЯДОК РОЗМІЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ:

- УДК друкується безпосередньо в лівому верхньому куту статті ВЕЛИКИМИ ЛІТЕРАМИ;
- через один порожній рядок друкуються прізвища та ініціали авторів, їх наукові звання (посади при відсутності); шрифт – *курсив*; вирівнювання по лівому краю;
- назва статті друкується великими літерами через один порожній рядок після інформації про авторів. Шрифт – **ПРЯМИЙ, НАПІВЖИРНИЙ**; вирівнювання по центру;
- через один порожній рядок з абзацу друкується основний текст статті, вирівнювання по ширині сторінки;
- через один порожній рядок від основного тексту статті з абзацу надається список літератури, який починається з набраного напівжирним шрифтом слова з двокрапкою «**Література:**»;
- через один порожній рядок після списку літератури наводиться анотація українською мовою (для статей наданих російською мовою) або російською мовою (для статей наданих українською мовою). Анотація складається з прізвищ та ініціалів авторів (вирівнювання по лівому краю), назви статті (наступний рядок ВЕЛИКИМИ ЛІТЕРАМИ, вирівнювання по центру), тексту анотації (наступний рядок з абзацу, вирівнювання по ширині) обсягом 4-8 рядків;
- через один порожній рядок після попередньої анотації друкується анотація англійською мовою. Оформлення анотації аналогічне попередній.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Іванов В.Б., канд. техн. наук; Петров К.П., асп.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем, т.е. движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где x – ...

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблица 1					
Гамильтонова матрица					



Рис. 4. Схема расположения ... :
а – характеристика ... ; б – зависимость

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Література: 1. Сейдж Э.П. Оптимальное управление системами / Э.П. Сейдж, И.С. Уайт – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В.Б. Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью / Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. – К.: Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А.Я. Задача на экстремум при наличии ограничений / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМИЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

Використовуючи метод простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоновою матрицею...

Ivanov V.B., Petrov K.P.

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

Наукове видання

Науково-технічний журнал,
що видається два рази на рік

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

№ 1'2010

Технічний редактор к.т.н., доц. *T. K. Пильова*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:
Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 29.12.2010 Формат 60x90 ¼ . Папір офісний. Risо-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 28,3. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-100.
Зам. № 21. Ціна договірна

Видавничий центр НТУ "ХПІ"
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ "ХПІ". 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21