

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 43 (1152) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 43 (1152). – 184 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);

К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);

А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. С. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;

А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. ДМИТРИСНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;

В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;

П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;

С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;

В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;

В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;

Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: С.М. Воронцов, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: С.М. Воронцов, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.;

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, проф.; В. І. ОМЕЛЬЯНЕНКО, д-р техн. наук, проф.; І. В. ПАРСАДАНОВ,

д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Системний аналіз, управління та інформаційні технології», індексується в наукометричних базах **WorldCat** і **Google Scholar** і включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 8 від 18 вересня 2015 р.

УВЕРЕННОСТИ В БУДУЩЕМ И РЕШЕНИЯ НОВЫХ ЗАДАЧ!



Сегодня мы отмечаем 50-летие факультета транспортного машиностроения.

Создание факультета в 1965 году на базе факультета тракторного и сельскохозяйственного машиностроения стало естественным следствием развития в Украине высшего образования и соответствующих отраслей промышленности. Первым деканом факультета был избран кандидат технических наук, профессор кафедры "Тракторостроение" Шепеленко Георгий Николаевич. В период 1986-2000 годов факультет возглавлял кандидат технических наук, профессор кафедры "Колесные и гусеничные машины" (КГМ) Виктор Константинович Белов. С 2000 года по настоящее время декан ТМ факультета – кандидат технических наук, профессор кафедры КГМ Виталий Валериевич Епифанов.

Начало транспортного направления в нашем вузе было положено в 1892 году созданием кафедры паровозостроения (с 2001 года - кафедра «Электрический транспорт и тепловозостроение»). Это одна из старейших кафедр института. Более 90 лет кафедре «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» (ранее кафедра «Теории механизмов и машин»). Кафедре «Автомобиле- и тракторостроение» - 85. Первый выпуск кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» состоялся в 1922 году, а кафедра КГМ (ныне кафедра «Информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А.Морозова») приступила к подготовке инженеров-танкостроителей в 1972 году.

Эти исторические вехи говорят о том, что учебные, методические и научные традиции вашего факультета базируются на интеллекте и принципах великих ученых, обеспечивших становление нашего вуза. На кафедрах факультета работали видные ученые и организаторы учебного процесса, профессора: академик Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук М.И. Медведев, лауреаты Государственной премии Украины, Заслуженные деятели науки и техники Ф.И. Абрамчук, Е.Е. Александров, Б.И. Кузнецов, А.Ф. Шеховцов, а так же проректор А.В. Рославцев, деканы В.Н. Загребельный и М.Г. Ходоревский, заведующие кафедр В.М. Великодный, Н.М. Глаголев, А.А. Грунауэр, М.Н. Коденко, С.М. Куценко, В.А. Новгородцев, В.Т. Цветков и многие другие.

И сейчас ваш факультет демонстрирует высокий научный и академический профессионализм, стремление и умение быть впереди в различных направлениях многогранной деятельности университета. Научные достижения кафедр факультета высоко оценены учеными и специалистами.

Гарантией ваших дальнейших успехов является то, что сегодня учебный процесс осуществляют более 60 квалифицированных преподавателей, в том числе, профессора: Заслуженный деятель науки и техники, лауреат Государственной премии, академик Академии наук высшего образования Украины, проректор НТУ"ХПИ" по научной работе А.П. Марченко, заведующие кафедр: академики АНВО Украины Д.О. Волонцевич, В.Б. Самородов, Н.А. Ткачук; В.И. Омеляненко, лауреаты Государственной премии Украины И.В. Парсаданов и В.А. Пылев, Заслуженный изобретатель Украины М.Ф. Смирный, Заслуженный деятель науки и техники Украины Б.И. Кальченко, академик Транспортной академии Украины В.Г. Маслиев и другие. К подготовке специалистов привлечены и крупные руководители промышленности.

Как и вы, мы гордимся тем, что среди выдающихся выпускников кафедр факультета: ректор ХПИ, профессор Н.Ф. Киркач, 4 министра (заместителя министра), 1 дважды Герой и 8 Героев Труда, 35 удостоены звания "Заслуженный", 42 лауреата Ленинской или Государственной премий, 48 руководителей предприятий и организаций, 46 генеральных (главных) конструкторов.

Факультет транспортного машиностроения занимает одно из лидирующих мест среди факультетов университета по объему выполненной научно-исследовательской работы, который, по госбюджетной и хоздоговорной тематике, в 2014 году составил около 2 миллионов гривен.

Кафедры факультета ведут сотрудничество в области научно-исследовательской работы с крупными предприятиями Украины, флагманами отечественной промышленности такими как ХТЗ, завод им. Малышева, УПЭК, Днепропетровский электровозостроительный завод, "Электротяжмаш", Харьковский метрополитен, Азовелектросталь, ХКБМ им. А.А. Морозова и другими.

Поздравляя ваш коллектив, я как ректор, хотел бы отметить, что мощный потенциал, созданный по всем направлениям деятельности за годы работы факультета транспортного машиностроения, позволяет с уверенностью смотреть в будущее и решать новые задачи.

Желаю всем преподавателям, сотрудникам и студентам факультета транспортного машиностроения счастья, здоровья, новых творческих успехов!

*Ректор, член-корреспондент Национальной академии наук Украины,
доктор технических наук, профессор*

Сокол Е.И.

УДК 629.11(09):623.43(09)

В.В. ЕПИФАНОВ**ФАКУЛЬТЕТ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ НТУ "ХПИ": ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА (К 50-ЛЕТИЮ ОСНОВАНИЯ)**

У 2015 році виконується 50 років з моменту створення факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Наведено відомості з історії, сьогодення та перспектив розвитку факультету.

Ключевые слова: Факультет транспортного машиностроения, ТМ.

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

Деканом факультета был избран кандидат технических наук, доцент кафедры "Тракторостроение" Шепеленко Георгий Николаевич. В период 1986-2000 годов деканом работал кандидат технических наук, доцент кафедры "Колесные и гусеничные машины" (КГМ) Белов Виктор Константинович. В 2000 году деканом избран кандидат технических наук, доцент кафедры КГМ Епифанов Виталий Валериевич.

Георгий Николаевич Шепеленко (1923-2011) (рис. 1) родился 29 апреля 1923 года в городе Запорожье. В 1941-1945 годах участвовал в боевых действиях Воронежского, Степного и 4-го Украинского фронтов. Окончил Иркутскую школу автомехаников и с 1943 года проходил службу в качестве механика пикирующего бомбардировщика гвардейского авиационного полка. В 1950 году окончил Запорожский институт сельскохозяйственного машиностроения, где два года работал ассистентом и старшим преподавателем кафедры теоретической механики. В 1952-1955 годах учится в аспирантуре кафедры "Тракторостроение". После защиты в 1955 году кандидатской диссертации основным научным направлением деятельности была теория самоходных машин. Опубликовал монографию



Рис. 1 – Шепеленко Георгий Николаевич



Рис. 2 – Белов Виктор Константинович



Рис. 3 – Епифанов Виталий Валериевич

"Динамические показатели ходовой системы трактора-тягача" и учебник "Основы теории самоходных машин". Как декан факультета большое внимание уделял воспитанию будущих инженеров, совершенствованию учебного процесса и внедрению новых технологий обучения. В 1961-1974 годах заведовал кафедрой "Тракторостроение", с 1989 по 1996 год – профессор кафедры.

Виктор Константинович Белов (рис. 2) родился 5 октября 1937 года в городе Харькове. В 1960 году окончил ХПИ по специальности "Локомотивостроение". После окончания института работает инженером-конструктором ПО "Завод имени Малышева", обучается в аспирантуре ХПИ на кафедре ЛС (1964-1967). С 1967 года занимается научно-педагогической работой в ХПИ: инженер (1967-1969), ассистент и старший преподаватель кафедры "Тракторостроение" (1969-1972), доцент (1972-1997) и профессор (с 1997 по 2011) год кафедры КГМ. Под руководством В.К. Белова факультет стал одним из ведущих учебных и научных подразделений ХПИ. За короткий период значительно увеличилось количество докторов и кандидатов наук. Это дало возможность, с одной стороны, повысить качество учебно-воспитательной работы, а с другой – поднять уровень научных исследований и углубить сотрудничество с предприятиями и организациями отрасли.

Епифанов Виталий Валериевич (рис. 3) родился 31 декабря 1956 года в городе Харькове. В 1979 году окончил ХПИ по специальности "Колесные и гусеничные машины". Работал инженером (1979-1980), ассистентом (1980-1989), доцентом (1989-2003), с 2003 года – профессор кафедры КГМ. В 1988 году защитил кандидатскую диссертацию.

Заместителями декана по учебной работе (дневное обучение) были: доцент кафедры "Тракторостроение" 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 кафедры КГМ Епифанов В.В. (1998-2000 годы), доцент (с 2015 года – профессор) 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 "Тракторостроение" Митропан Дмитрий Макарович (с 1972 года). В 1996 году эта должность упразднена.

В 1993 году введена должность заместителя декана по воспитанию и работе в общежитии, на которой до 2007 года работал доцент Шпак В.Ф. Его работу продолжил 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, доцент Прокопенко Н.В., доцент Сергиенко Н. Е., с 2007 года – доцент кафедры АТ Рогов Андрей Владимирович, с 2010 года – доцент кафедры АТ Бондаренко Анатолий Игоревич.

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., с 2013 года – доцент кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин" (ТММ и САПР) Кротенко Галина Анатольевна.

Должность заместителя декана по физической культуре и спорту с 1988 года занимает старший преподаватель кафедры физического воспитания Грдзелидзе Сергей Рипатович.

Происходили изменения и в руководящем составе кафедр факультета. Со времени его основания 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 (2007 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), академик АНВО Украины (1993 год), лауреат Государственной премии Украины (2008 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 (1996 год), проректор НТУ"ХПИ" по научной работе, доктор технических наук, профессор Марченко Андрей Петрович.

Кафедру ЛС (с 2001 года – кафедра "Электрический транспорт и тепловозостроение" (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), кандидат технических наук (с 2002 года – доктор технических наук), доцент (с 2003 года – профессор), академик Транспортной академии Украины (2008 год) Маслиев Вячеслав Георгиевич (1993-1998 годы). С 1998 года кафедрой заведует доктор технических наук, профессор Омеляненко Виктор Иванович.

В 1972 году создана кафедра КГМ (с 2005 года имени А.А. Морозова, с 2013 года – Информационные технологии и системы колесных и гусеничных машин имени А.А. Морозова (ИТС КГМ)), на которую переведена часть студентов и преподавателей кафедры АТ. Возглавил кафедру доктор технических наук, профессор Аврамов Виталий Прокофьевич, с 1992 по 2007 год кафедрой руководил 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 кафедру возглавил доцент (с 2011 года – профессор), академик АНВО Украины (2011 год), доктор технических наук 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 ТММ и САПР, которую возглавил кандидат (с 2004 года – доктор) технических наук, старший научный сотрудник (с 2005 года – доцент, с 2006 года – профессор), академик АНВО Украины (2012 год) Ткачук Н.А.

В настоящее время ведется подготовка студентов как по специальностям, существовавшим в момент создания факультета: «Колесные и гусеничные транспортные средства» (кафедры АТ и ИТС КГМ), «Двигатели внутреннего сгорания» (кафедра ДВС), «Локомотивы и локомотивное хозяйство» (кафедра ЭТТ), так и по открытым позже 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 ИТС КГМ, ТММ и САПР).

На кафедрах факультета, кроме упомянутых выше педагогов, 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., а также Артюшенко А.Д., Богатыренко К.И., Геронимус Я.Л., Гецович Е.М., Глаголев Н.М., Грунауэр А.А., Долгих И.Д., Дьяченко В.Г., Загребельный В.Н., Изюмский В.П., Казачков Р.В., Любарский И.Е., Майер Я.М., Медведев Н.Г., Монич В.В., Мухачев П.М., Никонов О.Я., Новгородцев В.А., Олышанский В.П., Омельченко В.Н., Павленко А.П., Панасенко Н.В., Пойда А.Н., Писарев В.П., Рославцев А.В., Столяров Д.В., Третьак Е.И., Ходоревский М.Г., Цветков В.Т., Шокотов Н.К., Шпаковский В.В.

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., Заслуженный изобретатель Украины Смирный М.Ф., Заслуженный деятель науки и техники Украины Кальченко Б.И., а также Доманский В.Т., Душенко В.В., Зарубина А.А., Лавриненко С.Н., Любарский Б.Г., Мандрыка В.Р., Маслиев В.Г., Поливянчук А.П., Прохоренко А.О., Сергиенко Н.Е., Устиненко А.В. В подготовке специалистов задействованы и крупные руководители промышленности.

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.

Факультет гордится своими выпускниками. Среди выдающихся выпускников кафедр факультета 4 министра (заместителя министра), 9 Героев Труда, 35 удостоены звания "Заслуженный" (машиностроитель, деятель науки и техники, изобретатель и др.), 42 Лауреата Ленинской или Государственной премий, 48 руководителей предприятий и организаций (директора, председатели правления, главные инженеры и др.), 46 генеральных (главных) конструктора.

Факультет транспортного машиностроения занимает одно из лидирующих мест среди факультетов университета по объему выполненной научно-исследовательской работы. Объемы

госбюджетной и хоздоговорной тематики в 2014 году составили около 2 миллионов гривен.

Кафедры факультета ведут сотрудничество в области научно-исследовательской работы с крупными предприятиями Украины: ГП "Завод им. Малышева", ГП "ХКБМ им. А.А. Морозова", ПАО "ХТЗ им. С. Орджоникидзе", ОАО "Изюмский тепловозоремонтный завод", Харьковский завод транспортного оборудования, Индустриальная группа "Украинская промышленная энергетическая компания", ЗАО Харьковский машиностроительный завод "Свет шахтера", Днепропетровский электровозостроительный завод, ГП "Электро-тяжмаш", ЗАО "Лугансктепловоз", ГП "Харьковский метрополитен", ООО "Промгидропривод", ЗАО "Азовэлектросталь" и др.

Непосредственное участие в научно-исследовательской работе берут не только сотрудники кафедр, а также и студенты в рамках выполнения дипломных проектов специалиста и магистра. По результатам научно-исследовательской работы более 40 студентов факультета ежегодно выступают с докладами на Внутривузовской научно-практической студенческой конференции магистрантов НТУ "ХПИ", более 10 из них принимают участие в международной конференции MicroCAD, более 20 студентов ежегодно публикуют свои научные работы в журналах и вестниках факультета.

Лучшие студенты продолжают обучение в аспирантуре. В настоящее время на кафедрах факультета обучаются 25 аспирантов. В 2014 году были защищены 6 кандидатских и 1 докторская диссертации.

При кафедрах факультета действует 3 специализированных докторских ученых совета, которые позволяют защищать диссертационные работы по 4 специальностям: 05.22.09 – электротранспорт, 05.05.03 – двигатели и энергоустановки, 20.02.14 – вооружение и военная техника, 05.22.02 – автомобили и тракторы.

Преподаватели и научные сотрудники факультета за период 2013–2014 годы издали 2 (из них 1 с грифом Министерства образования и науки Украины (МОН)) и подготовили к печати 3 учебника (из них 2 с грифом МОН), 4 учебных пособия, 3 монографии, более 20 методических указаний. Учебник "Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин" (кафедра АТ) занял 2 место в университетском конкурсе учебников. В 2008 году комплекс учебников "Двигатели внутреннего сгорания" удостоен Государственной премии Украины.

Ежегодно сотрудники кафедр факультета транспортного машиностроения публикуют более 150 научных статей, получают более 10 патентов на изобретение. На факультете выпускается следующие журналы и вестники: факультетский вестник НТУ "ХПИ", тематический выпуск "Транспортное машиностроение"; кафедрой АТ – вестник НТУ "ХПИ", тематический выпуск "Автомобили и тракторостроение"; кафедрой ТММ и САПР –

вестники НТУ "ХПИ", тематические выпуски "Машиноведение и САПР" и "Проблемы механического привода"; кафедрой ДВС – всеукраинский научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания"; кафедрой ИТС КГМ – научный журнал "Механика и машиностроение".

Ежегодно студенты факультета принимают участие во Всеукраинском конкурсе научных студенческих работ и Всеукраинских студенческих олимпиадах. В 2014 году получено 9 призовых мест во втором туре Всеукраинского конкурса научных студенческих работ и 4 призовых места во Всеукраинской олимпиаде.

На кафедрах факультета внедряются инновационные педагогические технологии. Проводятся занятия в форме игрового проектирования. На кафедре ДВС стали традиционными онлайн защиты дипломных работ магистров совместно с Национальным транспортным университетом.

Кафедры факультета проводят ежегодные конференции: международную научно-практическую конференцию "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье" (MicroCAD); кафедра ДВС – международный конгресс двигателестроителей; кафедра ТММ и САПР – международную научно-техническую конференцию "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов"; кафедра АТ – международную научно-техническую конференцию "Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы".

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

Поступила (received) 10.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Епифанов Виталий Валерьевич – кандидат технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», декан факультета «Транспортное машиностроение»; тел.: (057) 707-68-59; e-mail: tm@kpi.kharkov.ua.

Epifanov Vitaliy Valeryevich – Candidate of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Dean of the Transport Engineering Faculty; tel.: (057) 707-68-59; e-mail: tm@kpi.kharkov.ua.

УДК 539.3

А. А. АТРОШЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГОФРИРОВАННЫХ И СПЛОШНЫХ ПАНЕЛЕЙ С УЧЕТОМ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ АНИЗОТРОПИИ И ОРТОТРОПНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА

Статья содержит результаты численного исследования сравнительного анализа решения двух методик определения напряженно-деформированного состояния гофрированной панели и сплошной пластины с применением ортотропных свойств материала. Упругие коэффициенты эквивалентной анизотропной пластины определяются из сравнения жесткостей элементов конечных размеров, выделенных из гофрированной и анизотропной панелей. Гофрированные панели, волнистые листы нашли большое применение в различных сферах машиностроения, судостроения, авиастроения и др. В частности данные панели применяются в металлических зернохранилищах. Как правило данные панели представляют собой тонкостенные элементы с различным профилем гофрирования. От структуры (геометрии) волнистости зависит жесткость исследуемых тонкостенных панелей. При сравнении результатов расчетов пластины с геометрической анизотропией и пластины с ортотропными свойствами материала, которые исследовались в двух постановках, получены большие различия, как в качественных картинах, так и в количественных значениях. Исходя из этого, применяемы традиционные методы расчета гофрированных панелей, в виде сплошной пластины с измененными свойств материала на ортотропные, слабо соответствуют действительности.

Ключевые слова: гофрированные панели, металлические зернохранилища, ортотропные пластины, геометрическая анизотропия, напряженно-деформированное состояние.

Введение. Гофрированные панели, волнистые листы нашли большое применение в различных сферах машиностроения, судостроения, авиастроения и др. В частности данные панели применяются в металлических зернохранилищах [1–3]. Как правило данные панели представляют собой тонкостенные элементы с различным профилем гофрирования. От структуры (геометрии) волнистости зависит жесткость исследуемых тонкостенных панелей. При использовании гофрированных конструкций возникает экономическая выгода по весу, которая составляет порядка 10–15 % по сравнению с плоскими панелями. Также жесткость панелей зависит от способа закрепления (вдоль волны или перпендикулярно), в первом варианте конструкция будет более податливой, во втором варианте более жесткой.

Широкое применение гофрированных тонкостенных конструкций требует совершенствования методов их расчета и проектирования. Традиционным методом расчета и проектирования тонкостенной гофрированной панелей, является метод конструктивно-анизотропной постановки. Его суть заключается в применении обычной изотропной панели, но с измененными ортотропными свойствами материала [4].

Исходя из этого, получается две расчетные модели, в которых будут учитываться жесткостные характеристики конструкций с конструктивной волнистостью и панель с определенными ортотропными свойствами материала.

Цель настоящих исследований заключается в проведение сравнительного анализа решения двух методик определения напряженно-деформированного состояния гофрированной панели и сплошной пластины с применением ортотропных свойств материала. Упругие коэффициенты эквивалентной анизотропной пластины определяются из сравнения жесткостей элементов конечных размеров, выделенных из гофрированной и анизотропной панелей. Упругие свойства ортотропных панелей

характеризуются следующими компонентами: двумя модулями упругости по двум взаимно перпендикулярным направлениям, коэффициентом Пуассона, модулем сдвига.

Постановка задачи. Данную задачу предлагается решить в численном виде методом конечных элементов с использованием программного пакета ANSYS, в котором будет проводится исследование двух пластин с геометрической анизотропией и сплошной пластиной с ортотропными свойствами материал [5–6].

Для реализации данной задачи была построена гофрированная панель с определенными размерами волны и обычная сплошная панель с ортотропными свойствами материала (рис. 1). Геометрические параметры панелей составляют 0,5x0,5 м, свойства материала гофрированной панели: модуль упругости $E = 1,33 \cdot 10^{11}$ Па,

коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, свойства ортотропной пластины:

$$E_z = 2,89 \cdot 10^{13} \text{ Па,}$$

$$E_{x,y} = 1,33 \cdot 10^{11} \text{ Па,}$$

$$\nu_{x,y,z} = 0,3.$$

В качестве краевых условий, панели закреплены по сторонам (первый вариант решения – закрепление перпендикулярно волнам, второй вариант решения – закрепление вдоль волн). В качестве нагрузки была приложена распределенная сила на верхнюю поверхность панели равная 10000 Н.

Математические соотношения. Дифференциальное уравнение изгиба для гофрированной пластины представляется в соответствии с предложенным подходом в виде (1) [7–11]:

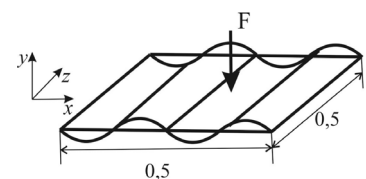
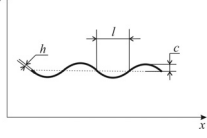


Рис. 1 – Расчетная схема пластин

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = q, \quad (1)$$

где D_x, D_y – изгибные жесткости ортотропной пластины по главным направлениям; H – приведенная крутильная жесткость.

Характеристики пластины, изготовленной из гофрированного листового материала (рис. 2), определяют по формулам (2–4) [6–7]:



$$D_x = \frac{l}{s} \cdot \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}; \quad (2)$$

Рис. 2 – Гофрированная пластина

$$D_x = 0,5Ehf^2 \cdot \left[1 - \frac{0,81}{1 + 2,5\left(\frac{f}{2l}\right)^2} \right]; \quad (3)$$

$$H = 2D_{xy} = \frac{s}{l} \cdot \frac{Eh^3}{12(1+\nu)}, \quad (4)$$

где E и ν – упругие постоянные материала; h – толщина;

$z = f \sin \frac{\pi x}{l}$ – форма волны;

$s = l \left(1 + \frac{\pi^2 f^2}{4l^2} \right)$ – длина дуги полуволны;

l – расстояние между ребрами.

Результаты расчетов. Рассмотрим результаты расчетов для первого и второго вариантов с закреплением перпендикулярно гофры. На рис. 3–4 представлены картины прогибов и максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу возникающих в панелях.

Исходя из полученных результатов расчета гофрированной панели, максимальный прогиб составил около 0,00079 м, но данный максимум возникает по краям панели, что не существенно важно. В центре панели прогиб составляет около 0,000098 м, что указывает на высокую жесткость данного конструктива панели. Максимальные прогибы ортотропной пластины составляют 0,00033 м, по сравнению с гофрированной панелью наблюдается различие в 3,5 раза (рис. 5).

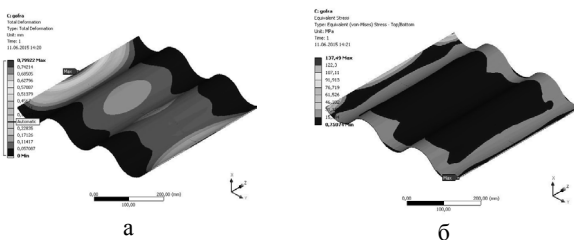


Рис. 3 – Полученные результаты расчета для гофрированной панели: а – максимальные прогибы (0,00079 м); б – максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (137,49 МПа)

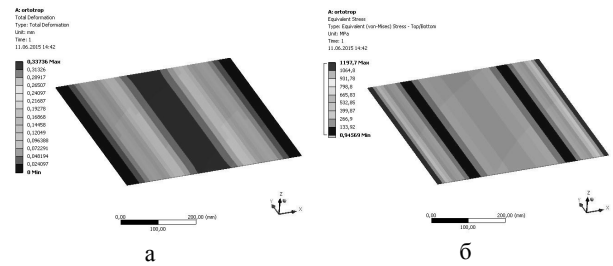


Рис. 4 – Полученные результаты расчета для ортотропной панели: а – максимальные прогибы (0,00033 м); б – максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (1197,7 МПа)

При качественном анализе характер распределения перемещений при прогибе является различным (рис. 3,а), 4,а)), однако общая картина схожа и прогиб возникает в центральной области. Далее рассматриваются максимальные напряжения по Мизесу: в гофрированной панели значение составляет около 137,49 МПа, а в центральной части панели – 23,46 МПа; в ортотропной панели, максимальные напряжения составляют около 1197 МПа по всей конструкции (рис. 3, б), 4, б)). При качественном анализе характер распределения максимумов напряжений является различным. Сравнение величин напряжений возникающих в конструкциях по центральной линии, показывает качественную схожесть, но количественно они разнятся в разы (рис. 6, а), б)).

Перейдем к анализу результатов второго варианта расчета, в котором закрепление проводилось вдоль линии гофр. Максимальные прогибы конструкции с геометрической анизотропией

составляют около 0,064 м, данное значение возникает

из-за раскрытия гофрированной панели, т.е. происходит распрямление волн (рис. 7, а)). При нагружении ортотропной пластины, максимальный прогиб составляет около 0,007 м (рис. 8, а)).

Значения результатов прогибов панелей, полученных по центральной линии проиллюстрированы на рис. 9. При анализе результатов наблюдается увеличение длины линии гофры, что свидетельствует о ее распрямлении.

В данном закреплении гофрированной панели, конструкция имеет слабую жесткость, что необходимо учитывать при использовании данных панелей. В ортотропной пластине похожего эффекта не происходит, ортотропная пластина имеет характер распределения прогибов, как изотропная оболочка. При качественном анализе характер распределения перемещений при прогибе является

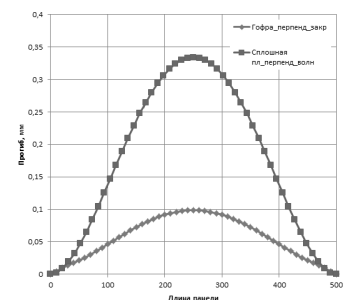


Рис. 5 – Максимальные прогибы в центре конструкции (гофрированная, ортотропная)

различным (рис. 8,а), 9,а)), однако общая картина схожа и прогиб возникает в центральной области.

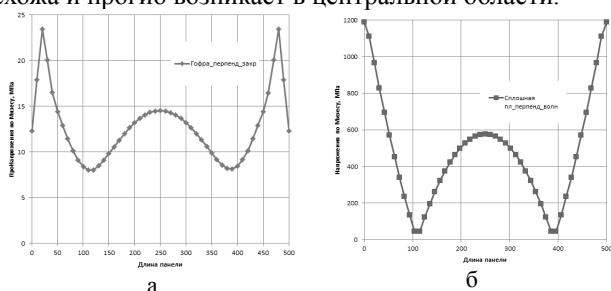


Рис. 6 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу в центре конструкции: а – гофрированная панель; б – ортотропная панель

Далее рассматриваются максимальные напряжения по Мизесу: в гофрированной панели значение составляет около 953,4 МПа; в ортотропной панели, максимальные напряжения составляют около 308 МПа (рис. 7, б), 8, б)).

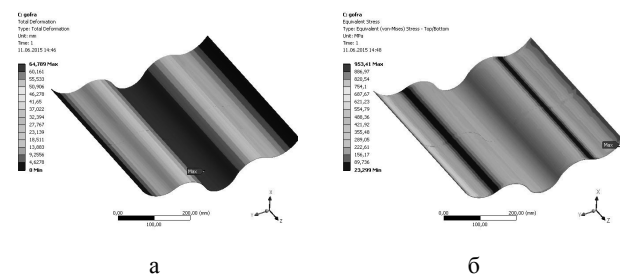


Рис. 7 – Полученные результаты расчета для гофрированной панели: а – максимальные прогибы (0,064 м); б – максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (953,41 МПа)

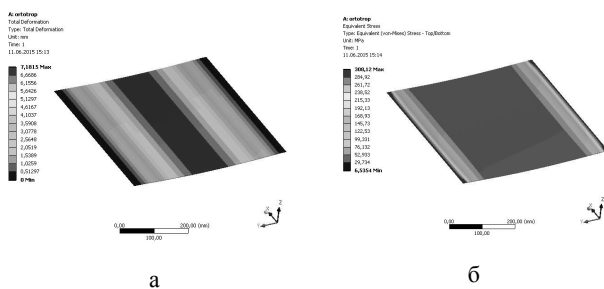


Рис. 8 – Полученные результаты расчета для ортотропной панели: а – максимальные прогибы (0,007 м); б – максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (308,12 МПа)

При качественном анализе характер распределения максимумов напряжений является слабо схожим. Сравнение величин напряжений возникающих в конструкциях по центральной линии, показывает принципиальное различие в разы (рис. 10).

Это связано с тем, что гофрированная панель имеет геометрическую анизотропию и напряжения меняются по верхней и нижней частям волны. В ортотропной пластине схожего характера не наблюдается, распределения напряжений схожи по характеру с изотропной оболочкой [6–9].

Проанализировав полученные результаты, можно сделать следующий вывод: при сравнении результатов расчетов пластины с геометрической анизотропией и пластины с ортотропными свойствами материала, которые исследовались в двух постановках, получены большие различия, как в качественных картинах, так и в количественных значениях.

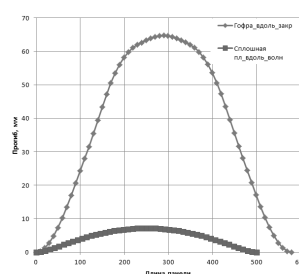


Рис. 9 – Максимальные прогибы в центре конструкции (гофрированная, ортотропная)

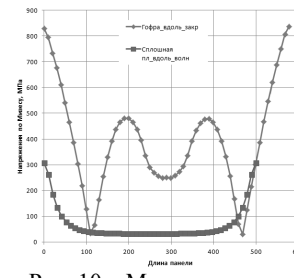


Рис. 10 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу в центре конструкции (гофрированная, ортотропная)

Исходя из этого, применяемы традиционные методы расчета гофрированных панелей, в виде сплошной пластины с измененными свойств материала на ортотропные, слабо соответствуют действительности.

Выводы: Основываясь на полученных результатах можно сделать вывод, что численная постановка задачи, с моделированием геометрической анизотропии дает более точный результат при определении напряженно-деформированного состояния гофрированной панели. Традиционная постановка расчета пластин с ортотропными свойствами материала, дает значительную погрешность. Отличие в результатах составляют: в первом варианте, максимальные прогибы составляют различие в 3,5 раза, максимальные напряжения по Мизесу отличаются в разы, на гофрированной панели максимумы возникают в близи вершин и впадин волны, на ортотропной панели максимум напряжений завышен на порядок. Во втором варианте также выявлены значительные отличия, максимальные прогибы гофрированной панели возрастают, это связано с тем, что при нагружении панели происходит распрямление гофр. Ортотропная пластина схожа с результатами сплошной оболочки. При анализе максимальных напряжений разница составляет около 2,5 раз, на гофрированной панели значение выше.

При решении данного типа задач необходимо использовать предложенную методика, которая позволяет рассматривать решения для более широкого диапазона действующих нагрузок. Решение же подобных задач с использованием сплошной пластины, с ортотропными свойствами материала для исследуемого объекта, не дает достоверных результатов.

В дальнейшем планируется более детальное изучение данной задачи в аналитическом виде, численно и экспериментально.

Список литературы: 1. Атрошенко О. О. Обґрунтування розрахункових моделей елементів силосу / В. Б. Третьяков, И. И.

Иванцов, О. В. Веретельник, О. О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139–154. 2. Атрошенко А. А. Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом, в геометрически нелинейной постановке / А. А. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2013. №1 (975). – с. 3–14. 3. Атрошенко А. А. Анализ влияния геометрической нелинейности на решение задачи об изгибе полосы / А. А. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. №22 (1065). – с. 84–89. 4. Дискоский А. А., Исследование НДС Состояния волнистых пластин методом осреднения на основе уравнений в проекциях на оси, равноотстоящие от вершин волн плоскости / А. А. Дискоский, П. Г. Хорошманенко // Сб. Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкції. – 2009. – вип. 13. – С. 64–76. 5. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя / К. А. Басов. – М. ДМК Пресс, 2005. – 640 с. 6. Каплун А. Б. ANSYS в руках инженера / А. Б. Каплун. – М.: Единотриал, 2003. – 272 с. 7. Тимошенко С. П., Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – Главная редакция физико-математической литературы изд-ва "Наука". 1975 г., стр. 576. 8. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. / К. Васидзу – М.: Мир, 1987. – 542 с. 9. Биргер И. А. Сопrotivление материалов: учебное пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов / – М.: Наука. Гл. Ред. физ.-мат. лит., 1986 – 560 с. 10. Архипов В. Н. К моделированию пологих ортотропных гибких пластин и оболочек / В. Н. Архипов, Ю. С. Гордеев // Сб. Расчет пространственных систем в строительной механике. Саратов: СГУ, 1972. – 25–29 с. 11. Бурдун Е. Т., Напряженно-деформированное состояние гофрированных пластин и пологих оболочек при действии поверхностных нагрузок / Бурдун Е. Т., Кочанов В. Ю., Куприевич А. Б., Коссе В. К. // 36. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. – 2009 р. – №5(428). – 45–53 с.

О. V. Veretelnik, O. O. Atroshenko // Visnik NTU «KhPI». Seriya.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. – No 1. – P. 139–154. 2. Atroshenko A. A. Chislennoe issledovanie kontaktnykh zadach dlya sistemy plastin, soedinennykh boltovym krepzhom, v geometricheski nelineynoy postanovke / A. A. Atroshenko // Visnik NTU «KhPI». vyp.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. No 1(975). – p. 3–14. 3. Atroshenko A. A. Analiz vliyaniya geometricheskoj nelineynosti na reshenie zadachi ob izgibe polosyi / A. A. Atroshenko // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2014. No 22 (1065). – p. 84–89. 4. Diskovskiy A. A. Issledovanie NDS Sostoyaniya volnistykh plastin metodom osredneniya na osnove uravneniy v proektsiyah na osi, ravnootstoyaschie ot verшин voln ploskosti / A. A. Diskovskiy, P. G. Horoshmanenko // Sb. Problemi obchislyvalnoi mehaniki i mitsnosti konstruksii. – 2009. – No 13. – P. 64–76. 5. Basov K. A. ANSYS: spravochnik polzovatelya / K. A. Basov. – Moscow. DMK Prese, 2005. – 640 p. 6. Kaplun A. B. ANSYS v rukah inzhenera / A. B. Kaplun. – Moscow: Edinotrial, 2003. – 272 p. 7. Timoshenko S. P., Teoriya uprugosti / S. P. Timoshenko, Dzh. Guder. – Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury izd-va "Nauka". 1975, p. 576. 8. Vasidzu K. Variatsionnyie metody v teorii uprugosti i plastichnosti: Per. s angl. / K. Vasidzu – Moscow: Mir, 1987. – 542 p. 9. Birger I. A. Soprotivlenie materialov: uchebnoe posobie / I. A. Birger, R. R. Mavlyutov / – Moscow: Nauka. Gl. Red., fiz.-mat. lit., 1986 – 560 p. 10. Arhipov V. N. K modelirovaniyu pologih ortotropnykh gibkikh plastin i obolochek / V. N. Arhipov, Yu. S. Gordeev // Sb. Raschet prostranstvennykh sistem v stroitelnoy mehanike. Saratov: SGU, 1972. – 25–29 p. 11. Burdun E. T. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie gofirovannykh plastin i pologih obolochek pri deystvii poverhnostnykh zagruzok / Burdun E. T., Kochanov V. Yu., Kuprievich A. B., Kosse V. K. // Zb. nauk. pr. nats. yn-tu korablebuduvannya. – 2009. – No 5(428). – 45–53 p.

Bibliography (transliterated): 1. Atroshenko A. A. Obgruntuvannya rozrahunkovih modeley elementiv silosu / V. B. Tretyakov, I. I. Ivantsov,

Поступила (received) 20.06.2015 г.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Атрошенко Александр Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» тел.: (066) 162-81-42; e-mail: atroshenko@tmm-sapr.org

Атрошенко Олександр Олександрович – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel(066) 162-81-42; e-mail: atroshenko@tmm-sapr.org

УДК 623.4.01

А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, М. М. ТКАЧУК, А. Ю. ТАНЧЕНКО, О. В. МАРТИНЕНКО

МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН НА ЕТАПІ ПРОЕКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Стаття містить загальні положення раціонального проектування та модернізації бронетанкової техніки. Розглядається питання необхідності врахування сукупної дії чинників на етапі проектних досліджень (особливо техніки спеціального призначення). Основною тенденцією сучасного часу є інтенсифікація режимів бойового застосування, що призводить до зростання рівня окремих чинників ураження, так і розширення множини чинників, які діють у сукупності на один і той же елемент військових гусеничних та колісних машин. Відповідно, виникає потреба у створенні нових, більш досконалих, адекватних і точних математичних і числових моделей для моделювання виникаючих у складових елементах машини складних сукупних фізико-механічних процесів і станів. При цьому особливо гостро виникає питання якості та адекватності комп'ютерного моделювання, яке дає змогу більш оперативно та економічно обґрунтувати проектно-технологічні параметри складних систем та їх елементів, що забезпечують потрібний рівень тактико-технічних характеристик.

Ключові слова: військові гусеничні та колісні машини, параметричний підхід до проектування, сукупна дія факторів, комп'ютерне моделювання складних сукупних процесів.

Вступ. Аналіз тематичних публікацій, матеріалів з виставок озброєнь, інтернет ресурсів, а також відомостей з поля бойових дій у східних областях України дозволяє провести експрес-аналіз стану як ринку озброєнь та військової техніки в цілому, так і його науково-дослідницького сегменту з акцентом на вітчизняних розробників, виробників і постачальників. При цьому можна виділити наступні закономірності:

1. Характерні особливості ринку науково-технічних розробок в області створення, виготовлення і дослідження об'єктів бронетанкової техніки обумовлюються сучасними тенденціями її розвитку, а саме зсувом акцентів в оснащенні озброєних сил, різким підвищенням тактико-технічних характеристик створюваних зразків техніки і зниженням термінів їх проектування, дослідження і виготовлення.

2. Спостерігається збільшення в цілому інтересу до легкої бронетанкової техніки при його збереженні до важкої бронетанкової техніки.

3. Відбувається зростання інтересу до модернізації бронетанкової техніки, що перебуває на озброєнні багатьох країн світу.

4. Для ринку науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт характерне, з одного боку, збільшення інтеграції проектно-дослідницьких робіт і виробничої кооперації в міжнародних масштабах, а також обмежені можливості провідних західних фірм (в тому числі з країн НАТО) допускати передачу в Україну передових технічних рішень, – з іншого.

5. Відбулося різке зменшення закупівель військової техніки Збройними Силами України, яке останнім часом потрібно наростити настільки ж різко.

6. Основні центри науково-дослідних робіт Радянського Союзу залишилися в Росії. Там же – основні банки науково-технічної інформації, даних експериментальних досліджень і полігонних випробувань, а також – лабораторні бази і спецобладнання. При цьому доступ до них був істотно обмежений, а в сьогоднішніх умовах – неможливий.

Відмічені особливості дають підставу зробити висновок про те, що в області науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт (НДДКР) з тематики розробки і модернізації бронетанкової техніки, у

першу чергу – військових гусеничних і колісних машин (ВГКМ) склалася якісно нова ситуація, в якій виникає необхідність зробити акценти на наступні напрями робіт:

- Рішуча **відмова** від старих форм і методів проведення НДДКР, для яких характерні висока витратність, низька оперативність і слабе застосування сучасних комп'ютерних технологій.

- Впровадження, причому в найкоротші терміни, найбільш **передових** технологій проектування, дослідження і виготовлення в практику роботи підприємств ОПК. Важливо при цьому дотримувати можливість **безконфліктного** обміну даними у взаємоузгоджених форматах даних.

- Активне проведення **моніторингу** стану досліджень у фірмах та країнах-конкурентах і отримання консультативної інформації зі всіх доступних питань.

- Активний моніторинг і **прогнозування** тематики досліджень, які представляють або представлятимуть інтерес для потенційних замовників і споживачів, у першу чергу ЗСУ.

- Концентрація зусиль на **ключових** напрямках досліджень.

Постановка задачі. Станом на сьогодні тактико-технічні характеристики (ТТХ) військових гусеничних та колісних машин на етапі проектування забезпечуються головним чином на основі аналізу проектних досліджень фізико-механічних процесів і станів, які реалізуються в елементах машин у процесі експлуатації та бойового застосування. Це зумовлено тими обставинами, що від складових ВГКМ вимагається не тільки виконання певних функцій, але й висока міцність і надійність. При цьому на елементах машин діють у процесі експлуатації та бойового застосування різноманітні силові, теплові, хімічні та радіаційні (з високою долею ймовірності) впливи. Основною тенденцією сучасного часу якраз є інтенсифікація режимів бойового застосування, що призводить як до зростання рівня окремих чинників ураження, так і розширення множини чинників, які діють у *сукупності* на один і той же елемент ВГКМ. Відповідно, виникає потреба у створенні нових, більш

досконалих, адекватних і точних математичних і числових моделей для моделювання виникаючих у елементах ВГКМ складних сукупних фізико-механічних процесів і станів. При цьому особливо гостро виникає питання якості та адекватності комп'ютерного моделювання, яке дає змогу більш оперативно та економно обґрунтувати проектно-технологічні параметри складних систем та їх елементів, що забезпечують потрібний рівень тактико-технічних характеристик.

Аналізу різноманітних фізико-механічних процесів і станів в елементах ВГКМ присвячено багато досліджень [1-3]. Разом із тим у цих дослідженнях аналізуються переважно окремо ті чи інші зовнішні та внутрішні чинники. Однак, як відзначалося вище, ці чинники діють у сукупності (що в даному випадку важливо, оскільки йде мова про суттєво нелінійні процеси). Тому їх потрібно враховувати у створюваних математичних і числових моделях якраз у сукупній дії (що звичайно дуже ускладнює як безпосередньо комп'ютерне моделювання, так і аналіз отриманих результатів). Отже, постає проблема розробки таких моделей, які природним чином інтегрують різні чинники, параметри, структури та розподіли (рис. 1).



Рис. 1. Можливі варіанти конструктивних рішень різноманітних бойових машин

Основною вимогою до цих моделей є можливість їхньої варіативності (в досить широких межах) та керованості із одночасним збереженням цілісності, безконфліктності, а також взаємовпливу різних чинників (рис 2).

Метод розв'язання задачі. Для розв'язання поставленої задачі доцільно застосовувати як основу метод узагальненого параметричного моделювання [4]. За його використання кожен компонент цілісної моделі розглядається як узагальнений варійований параметр. Це дає змогу формально застосувати усі операції традиційного параметричного аналізу, проте враховуючи кожен раз специфіку тієї чи іншої задачі.

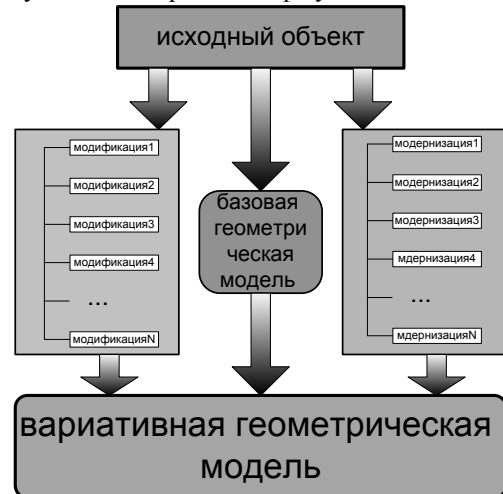


Рис. 2. Алгоритм формування варіативної геометричної моделі об'єкта, що досліджується

Отже, додавши у розгляд масив узагальнених параметрів $P = \{p_i\}$, можна поставити у загальному вигляді задачу параметричного синтезу:

$$I(p) \rightarrow \min; \quad (1)$$

$$L(p, u, f, t) = 0; \quad (2)$$

$$H_j \leq [H_j]; \quad (3)$$

$$T_k \geq [T_k]. \quad (4)$$

де I – деяка цільова функція;

L – оператор початково-крайової задачі, що описує фізико-механічний процес або стан об'єкту у вигляді просторово-часового розподілу;

$H_j, [H_j]$ – характеристики процесів і станів, які мають певні граничні (допустимі для тих чи інших характеристик) величини відповідно, $j = 1, \dots, N_H$;

$T_k, [T_k]$ – поточні та ті, що вимагається досягнути, рівні компонент тактико-технічних характеристик ВГКМ, $k = 1, \dots, N_T$.

Співвідношеннями, що пов'язують між собою усі досліджувані величини, є система рівнянь (2). Далі розглянемо деякі форми цих співвідношень для конкретних задач.

Контактна взаємодія елементів ВГКМ. У даному випадку маємо взаємозв'язані процеси руху того чи іншого елемента машини (чи озброєння), з одного боку, та його контактну взаємодію з іншими елементами, – з другого боку (що істотно змінює локальний напружено-деформований стан контактуючих тіл). Це, наприклад, рух кульових поршнів радіальної гідропередачі ГОП-900 танкової трансмісії [5] у взаємодії зі статорним кільцем та блоком циліндрів (рис. 3); рух снаряда та взаємодія із стінками гарматного ствола; взаємодія елементів

обертання погону башти танка чи легкоброньованої машини із його опорними елементами у процесі здійснення пострілів, наведення на ціль чи руху на місцевості.

Отже, оператор L у даному випадку розпадається на співвідношення

$$L_1(p_R, v_R, f_R, t) = 0; \quad (5)$$

$$L_2(f_R, q) = 0; \quad (6)$$

$$L_3(u, q, t) = 0. \quad (7)$$

Тут v_R – узагальнені координати, що описують рух досліджуваного елемента, що залежать від масиву змінних параметрів p_R (наприклад, тиск на елемент), а

f_R – відповідні зусилля, які виникають при цьому.

Ці зусилля трансформуються у контактні напруження q , які викликають напружено-деформований стан, що описується розподілом переміщень u точок досліджуваного тіла, компонентів тензора деформацій $\varepsilon = \varepsilon(u)$ та напружень $\sigma = \sigma(\varepsilon(u))$.



Рис. 3. ГОП-900

Взаємодія ударно-хвильового навантаження із бронекорпусом легкоброньованої машини.

Пов'язані між собою процеси обтікання ударною хвилею бронекорпусу легкоброньованої машини та його напружено-деформований стан описуються системою рівнянь

$$L_4(p_V, v_V, u, \Gamma, q, t) = 0; \quad (8)$$

$$L_5(q_V, u) = 0. \quad (9)$$

Тут L_4 – оператор газодинамічного процесу;

L_5 – оператор для опису напружено-деформованого стану бронекорпусу легкоброньованої машини.

При цьому бронекорпус задається формою його обводу Γ . На нього набігає ударна хвиля із параметрами p_V (швидкість, напрям, величина надлишкового тиску у фронті тощо). Відповідно v_V – змінні, що описують газодинамічний потік V (швидкість, тиск, температура), а q_V – відповідне силоне навантаження від потоку на бронекорпус. Переміщення u точок бронекорпусу, з одного боку, описують напружено-деформований стан бронекорпусу, а, з іншого, – відповідають за зміну геометрії обводу бронекорпусу.

В роботах, присвяченій опису процесів обтікання об'єктів ударною хвилею від потужних вибухів, передбачається досить проста класична схема розподілу тиску по поверхнях бойової машини – схематична еюра прикладеного навантаження, що моделює тиск від ударної хвилі, показана на рис. 1. Ця

ж схема практично без змін використовується і в багатьох сучасних дослідженнях останніх років [6-9]. Як видно зі схеми (рис. 1), при такому підході геометрія досліджуваного об'єкта суттєво не впливає на розподіл тиску по поверхнях об'єкта. Вважається, що на весь об'єкт, за винятком лобової та задньої проекцій, діє одне й те ж саме навантаження.

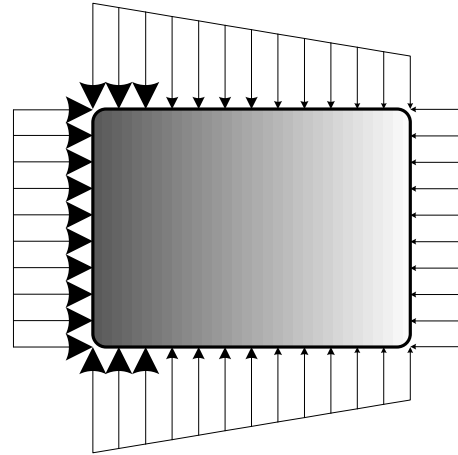


Рис. 4. Традиційна схема моделювання розподілу тиску по поверхнях бойової машини

Аналізуючи результати проведених в Україні та за кордоном досліджень по впливу вибухових хвиль різного характеру з різними об'єктами [10-12], можна з упевненістю сказати, що реальна картина розподілу сильно відрізняється від прийнятої моделі.

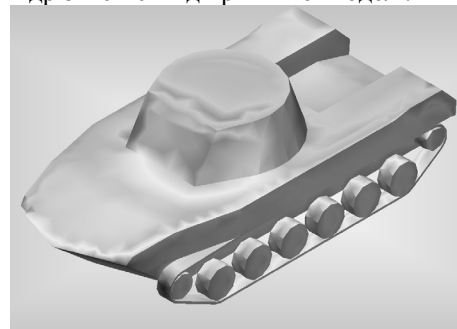


Рис. 5. Картини розподілу тиску при обтіканні БМД-2 ударною хвилею

Характер впливу зон надлишкового і зниженого тиску, а також їх величини сильно залежать від наступних чинників:

- геометрія зовнішніх обводів об'єкта (Γ);
- напрямок руху фронту хвилі;
- швидкість фронту хвилі;
- величина тиску у фронті хвилі;
- тривалість ударної хвилі.

Крім цього, процес обтікання ударною хвилею об'єкта є високочастотним динамічним процесом, що відбувається зі швидкостями, близькими до швидкості звуку, тобто в різних частинах потік може перебувати як у звуковій, так і в дозвуковій або понадзвуковій області, що істотно ускладнює дослідження цього процесу. Крім того, досліджувані об'єкти, незважаючи на їх міцність, не є абсолютно твердими, і при обтіканні ударною хвилею можуть деформуватися (іноді досить суттєво), в результаті чого може

змінюватися характер обтікання (рис. 6).

Тобто, на сьогодні відсутня завершена методика чисельного моделювання обтікання ударною хвилею корпусів машин особливого призначення. Таким чином, є нагальна потреба досліджувати цей процес саме як сукупний, принаймні з деформуванням самого досліджуваного об'єкту.

Вплив реактивних зусиль віддачі на міцність бронекорпусів. Маємо у цьому випадку опис процесу пострілу з параметрами p_S і змінними v_S

$$L_6(p_S, v_S, q_S, t) = 0, \quad (10)$$

та динамічного напружено-деформованого стану бронекорпусу

$$L_7(q_S, u, t) = 0. \quad (11)$$

У цьому випадку реактивні зусилля віддачі викликають напружено-деформований стан, що, як і вище, характеризується вектором переміщень точок бронекорпусу u .

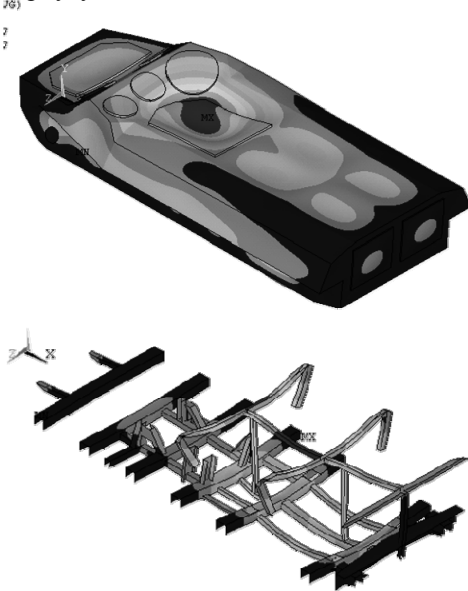


Рис. 6. Деформація корпусу МТ-ЛБ при обтіканні ударною хвилею

Взаємодія кінетичного боєприпасу із бронеперешкодою. У даному випадку потрібно дослідити рівняння зовнішньої балістики

$$L_8(p_B, v_B, q_B, t) = 0, \quad (12)$$

та співвідношення для опису процесу взаємодії боєприпасу із бронеперешкодою:

$$L_9(q_B, u, t) = 0. \quad (13)$$

Тут p_B – параметри зовнішньої балістики (точка пострілу, початкова швидкість та кути траєкторії), v_B – змінні, що описують положення снаряду у просторі;

q_B – кінематичні та силові характеристики системи «снаряд – броня» у момент зустрічі;

u – як і вище, – змінні, що описують напружено-деформований стан системи тіл «снаряд – бронеперешкода» та їхнє руйнування.

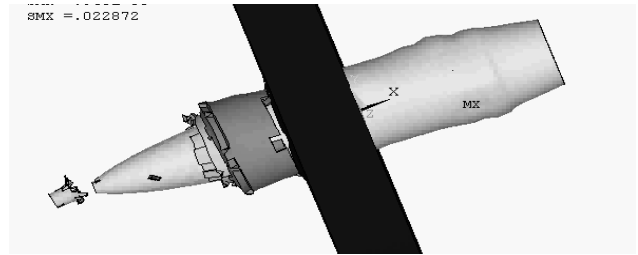


Рис. 7. Приклад бронепробиття

Висновки. Запропонований у роботі підхід до визначення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень дає змогу високооперативно, з високою точністю та помірними витратами проводити проектні дослідження та обґрунтовувати проектно-технологічні параметри, які забезпечують задані тактико-технічні характеристики об'єктів бронетанкової техніки. При цьому цей підхід поєднує методологічну універсальність та можливість адаптації за рахунок відповідної модифікації операторного опису процесів і станів. Важливим моментом є те, що на теперешній час для розв'язання задач аналізу (2), (5-13) є можливим застосування потужних програмних комплексів, які реалізують, наприклад, метод скінченних елементів. Крім того, для варіативного опису геометричних форм добре пристосовані сучасні CAD-системи типу Creo, SolidWorks, Catia, Inventor тощо. Отже, об'єднання цих інструментів на запропонованій методологічній базі надає можливість розробляти параметричні числові моделі, які можуть бути напряму застосовані для проектного забезпечення ТТХ перспективних вітчизняних військових гусеничних і колісних машин.

Список літератури: 1. Чепков И.Б. Классификация защитных устройств динамического типа / Чепков И.Б. // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2004. – № 3. – С. 24-28. 2. Чепков И.Б. Модель обоснования технических решений защитных устройств боевых бронированных машин/ Чепков И.Б. // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2011. – № 4. – С. 42-46. 3. С.В. Лапицкий, А.В. Кучинский, А.И. Сбитнев Основы военно-технических исследований. Теория и приложения: монография: [в 4 т.]. Т. 4. Методология исследования сложных систем военного назначения / С.В. Лапицкий, А.В.Кучинский, А.И.Сбитнев [и др.]; ред.: С.В. Лапицкий. – К.: 2013. – 477 с. 4. Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С. 57-79. 5. Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень / Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2004.– №1. – С. 14-21. 6. Васильев А.Ю. К вопросу о деформировании корпусов транспортных средств под действием ударных нагрузок характеристик // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск „Динамика и прочность машин” – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 47. – С. 42-50. 7. Бруль С.Т., Васильев А.Ю. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины// Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск „Машиноведение и САПР” – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 53. – С.29-34. 8. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск „Механіка та машинобудування” – Харьков:

НТУ «ХПИ», 2005, №1. – С.184-194 **9.** Бруль С.Т. Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. : Машинознавство та САПР. – Харьков: НТУ «ХПІ», 2007. – № 3. – С.24-43. **10.** Губайдуллин А.А., Ивандаев А.И., Нигматулин Р.И. Некоторые результаты численного исследования нестационарных волн в газозвзвях // Изв. АН СССР, МЖГ. 1976.– № 5. – С. 64-69. **11.** Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа – М.: Мир, 1986. – с.184. **12.** Дейч М.Е. Техническая газодинамика. Изд. 2-е, переработ. М.-Л. Госэнергоиздат, 1961

Bibliography (transliterated): **1.** Chepkov I. B. Klassifikatsiya zaschitnykh ustroystv dinamicheskogo tipa // Artiller. i strelkovoie vooruzhenie. – 2004. – No 3. – P. 24-28. **2.** Chepkov I. B. Model obosnovaniya tehnikeskikh resheniy zaschitnykh ustroystv boevykh bronirovannykh mashin // Artiller. i strelkovoie vooruzhenie. – 2011. – No4. – P. 42-46. **3.** S.V. Lapiiskiy, A.V. Kuchinskiy, A.I. Sbitnev Osnovy voenno-tehnikeskikh issledovaniy. Teoriya i prilozheniya: monografiya: [v 4 vol.]. Vol.4. Metodologiya issledovaniya slozhnykh sistem voennogo naznacheniya : S.V. Lapiiskiy. – K.: 2013. – 477 p. **4.** N. A Tkachuk, G. D. Gritsenko, A. D. Chepurnoy Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2006. – No1. – P. 57-79. **5.** G. A. Avrunin, I.V. Kabanenko, V. V. Havil Ob'emnaya gidroperedacha s sharikovymi porshnyami GOP-900:

harakteristiki i tehnikeskiiy uroven // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2004.– No1. – P. 14-21. **6.** Vasilev A.Yu. K voprosu o deformirovani korpusov transportnykh sredstv pod deystviem udarnykh nagruzok harakteristik // Vestnik NTU “KhPI”. vyp. „Dinamika i prochnost mashin” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005. – No 47. – P. 42-50. **7.** Brul S.T., Vasilev A. Yu. K voprosu o modelirovanii vozdeystviya udarnoy volny na korpus boevoy mashiny// Vestnik NTU “KhPI”. vyp. „Mashinovedenie i SAPR” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005. – No 53. – P.29-34. **8.** Tkachuk N. A., Brul S. T., Malakey A. N., Gritsenko G. D., Orlov E. A. Struktura spetsializirovannykh integrirovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnykh sredstv spetsialnogo naznacheniya // Vestnik NTU “KhPI”. vyp. „Mehanika ta mashinobuduvannya” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005, No1. – P.184-194 **9.** Brul S.T. Modelirovanie reaktsii korpusa boevoy mashiny na deystvie podvizhnoy nagruzki: teoriya, metody i modeli // Visnik NTU „KhPI”. vyp. : Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU “KhPI”, 2007. – No3. P.24-43. **10.** Gubaydullin A. A., Ivandaev A.I., Nigmatulin R.I. Nekotorye rezultaty chislennogo issledovaniya nestatsionarnykh voln v gazovzvesyakh // Izv. AN SSSR, MZhG. 1976.– No 5. – P. 64-69. **11.** Van-Dayk M. Albom techeniy zhidkosti i gaza – Moscow.: Mir, 1986. – p.184. **12.** Deych M.E. Tehnicheskaya gazodinamika. Izd. 2-e, pererabot. Moscow.-L. Gosenergoizdat, 1961

Надійшла (received) 20.08.2015 г.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Васильєв Антон Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Vasilev Anton Yurievich – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Tkachuk Mykola Mykolayovych – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Танченко Андрій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Tanchenko Andrii Yurievich – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Мартиненко Олександр Вікторович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: MartynenkoAV@tmm-sapr.org.

Martynenko Oleksandr Viktorovych – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: MartynenkoAV@tmm-sapr.org.

УДК 539.3

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Ю. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК**ДИСКРЕТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ КАК ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА**

В работе представлены результаты проведенного исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, содержащих поверхности после проведенной технологической обработки - дискретного упрочнения, на примере толстостенного цилиндра нагруженным высоким внутренним давлением. Проведенное исследование было проведено с помощью метода конечных элементов. Проведен анализ полученных численных показателей компонент напряженно-деформированного состояния и коэффициента запаса для элементов конструкции.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, дискретное упрочнение, толстостенный цилиндр, коэффициент запаса, полные перемещения, полные деформации, пластические деформации, давление, прочность, конечно-элементная модель

Введение. В настоящее время существует достаточное количество различных технологий для повышения прочностных и триботехнических свойств контактирующих деталей и механизмов. Дискретное упрочнение является одним из наиболее эффективных методов увеличения прочностных и триботехнических свойств контактирующих тел [1–5]. При этом технология дискретного упрочнения позволяет повысить триботехнические и прочностные характеристики обработанных деталей.

Однако отсутствие подробных исследований и анализов контактного взаимодействия обработанных деталей проводимых в данном направлении позволяет ей оставаться актуальной. Одним из примеров может быть работа посвященная дискретному упрочнению трущихся контактных пар [6].

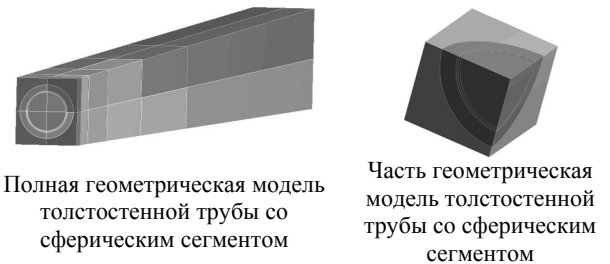
Эксплуатационные характеристики элементов и механизмов большей степени зависят от взаимодействия контактных пар, который в действительности является по своей структуре дискретным, т.е. контакт происходит на отдельных взятых островках.

Технологию дискретного упрочнения поверхности можно применить и не только для контактирующих тел, данную технологию упрочнения можно применить и для тел и конструкций, работающих при высоких давлениях.

В процессе эксплуатации различных механизмов и деталей встречаются элементы, которые представляют собой цилиндрические тела, работающие под действием высокого внутреннего давления. При этом исследование дискретно упрочненных тел является достаточно сложной задачей и требует создания комплексной методологии исследований.

Цель работы – создание модели дискретно упрочненной зоны на примере выделенного сектора толстостенной трубы, нагруженной высоким внутренним давлением, с дискретно упрочненным сферическим элементом, образованным вследствие проведения технологической обработки.

Постановка задачи. На рис. 1 представлена рассматриваемая геометрическая модель сектора толстостенного цилиндра, с выделенным сферическим элементом, который образован после проведения технологической обработки.

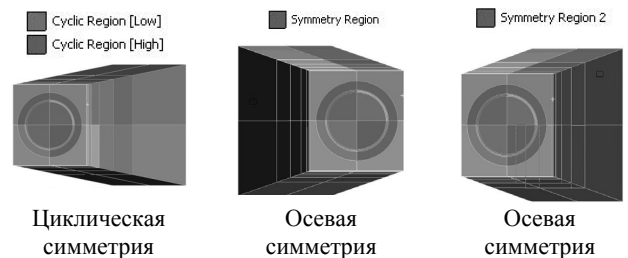


Полная геометрическая модель толстостенной трубы со сферическим сегментом

Часть геометрическая модель толстостенной трубы со сферическим сегментом

Рис. 1 – Геометрическая модель исследуемого объекта

В процессе моделирования соответствующим плоскостям модели были определены соответствующие свойства циклической и осевой симметрии. На рис. 2 представлены области с соответствующими симметриями.



Циклическая симметрия

Осевая симметрия

Осевая симметрия

Рис. 2 – Симметрии, накладываемые на модель

Построенная конечно-элементная модель насчитывала 65 тыс. элементов различных типов. Конечно-элементная модель сектора толстостенной трубы со сферическим сегментом представлена на рис. 3.

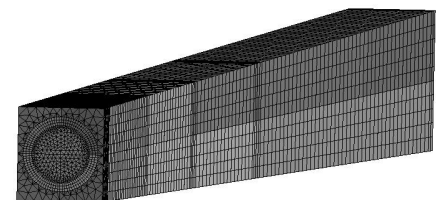
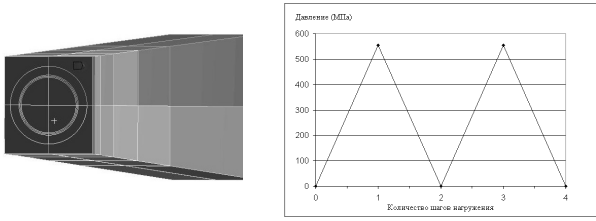


Рис. 3 – Конечно-элементная модель ствола со сферическим сегментом

В качестве нагрузки являлось давление, прикладываемое к внутренней поверхности сектора трубы, равное 554,66 МПа. При этом, прикладываемое давление вызывает необратимые пластические деформации. В процессе моделирования нагрузка прикладывалась два раза, с промежуточным полным разгрузением. На рис. 4 представлена область нагружения и график изменения давления по шагам.



Область нагружения Нагрузка по шагам нагружения
Рис. 4 – Нагрузка (область нагружения и график с изменением величины давления по шагам)

В ходе проведенного исследования были рассмотрены несколько расчетных схем: 1-я расчетная схема – учитывались свойства материала для дискретной упрочненной области и переходных слоев (для дискретной области); 2-я расчетная схема - без учета свойств материала для дискретной области и переходных слоев, для дискретной упрочненной области и переходных слоев назначались свойства основного материала; 3-я и 4-я расчетные схемы были аналогичны 1-й и 2-й по физико-механическим характеристикам материалов. Однако, отличия заключались в следующем: 1-я и 2-я расчетная схема учитывали упруго-пластические характеристики материалов, а 3-я и 4-я - только упругие характеристики.

Результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния сегмента толстостенной трубы. По результатам проведенных исследований были получены компоненты напряженно-деформированного состояния элементов исследуемой конструкции, также был определен коэффициент запаса для сферического сегмента и всего сегмента толстостенной трубы для всех шагов нагружения.

На рис. 5–10 представлены изменения от шага нагружения максимальные числовые показатели для эквивалентных напряжений, полных перемещений, полных деформаций, пластических деформаций (для 1-й и 2-й расчетных схем), коэффициента запаса для полной модели и отдельно для сферического сегмента, для всех расчетных схем, соответственно.

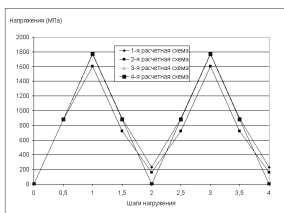


Рис. 5 – Максимальные эквивалентные напряжения по von Mises (МПа)

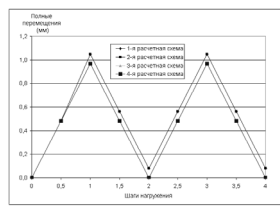


Рис. 6 – Максимальные полные перемещения (мм)

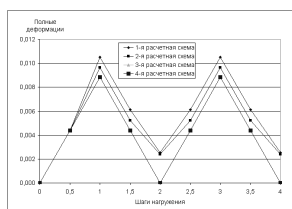


Рис. 7 – Максимальные полные деформации

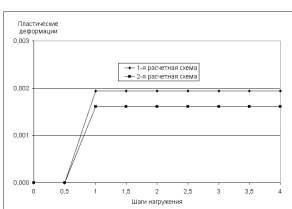


Рис. 8 – Максимальные пластические деформации

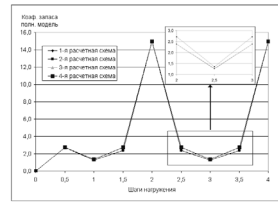


Рис. 9 – Коэффициент запаса для полной модели

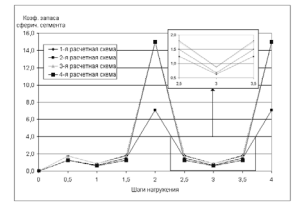
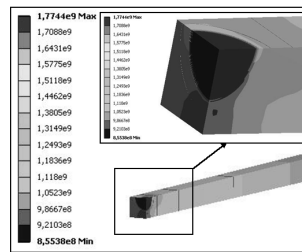
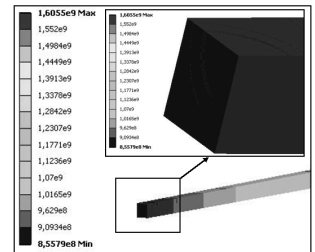


Рис. 10 – Коэффициент запаса для сферического сегмента

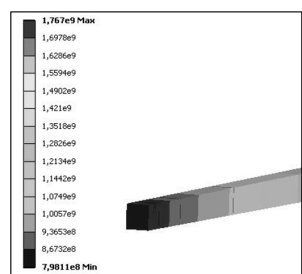
Ниже на рис. 11–15 приведены поля распределения эквивалентных напряжений, поля полных и пластических деформаций, коэффициент запаса для полной геометрии и сферического сегмента, для всех расчетных схем, соответственно. Представленные изображения выведены для 1/4 части модели, для 3-го шага нагружения, который соответствует максимальному значению давления (см. рис. 4).



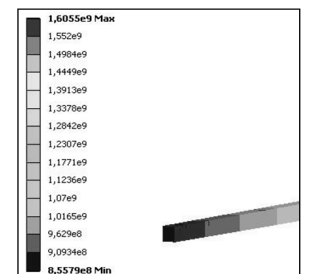
1-я расчетная схема



2-я расчетная схема

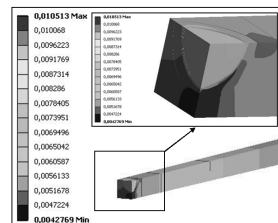


3-я расчетная схема

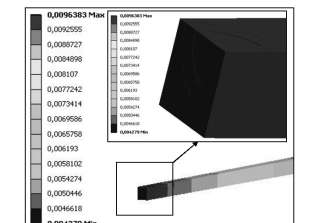


4-я расчетная схема

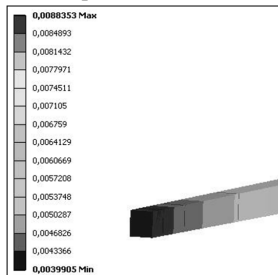
Рис. 11 – Эквивалентные напряжения по von Mises (Па)



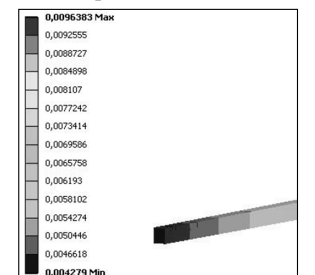
1-я расчетная схема



2-я расчетная схема

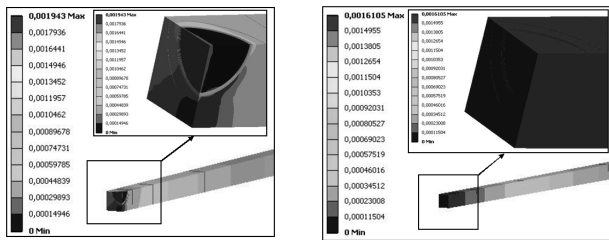


3-я расчетная схема



4-я расчетная схема

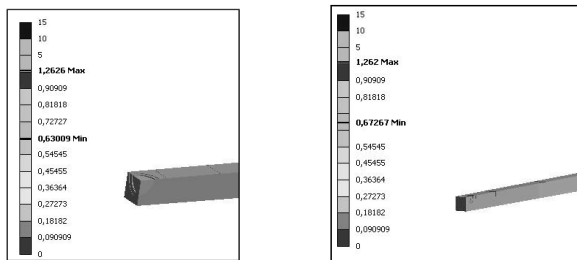
Рис. 12 – Полные деформации



1-я расчетная схема

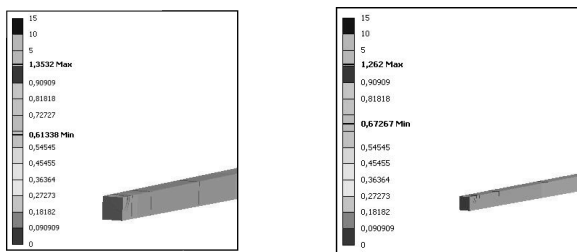
2-я расчетная схема

Рис. 13 – Пластические деформации



1-я расчетная схема

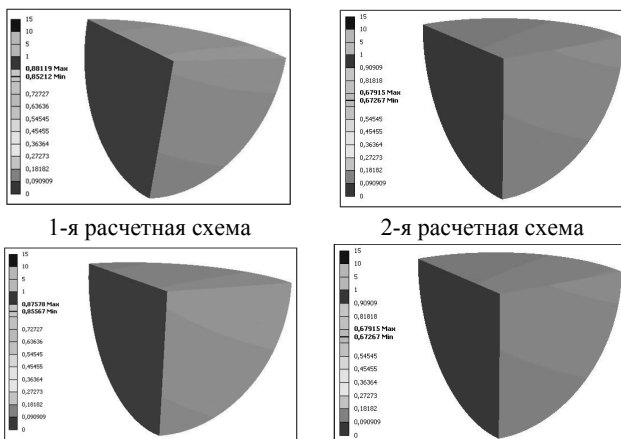
2-я расчетная схема



3-я расчетная схема

4-я расчетная схема

Рис. 14 – Коэффициент запаса для полной модели



1-я расчетная схема

2-я расчетная схема

3-я расчетная схема

4-я расчетная схема

Рис. 15 – Коэффициент запаса для сферического сегмента

Из анализа проведенных исследований можно заключить следующие выводы:

- 1) разработана методология исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций после проведения технологической обработки поверхности - дискретного упрочнения;
- 2) из рассмотрения полученных числовых показателей, описывающих напряженно-

деформированное состояние видно, то что полученные величины имеют небольшой разброс, однако числовые показатели, соответствующие коэффициенту запаса для сферического сегмента (области, образованной после проведения технологической обработки) то они существенно различны, таким образом, при учете физико-механических свойств материала после проведения дискретного упрочнения повышается коэффициент запаса на 20%.

Разработанную методику предлагается применить в дальнейших задачах исследования элементов конструкций и конструкций, которые содержат элементы, поверхности которых подверглись технологической обработки - дискретному упрочнению.

Список литературы: 1. Гончаров В. Г . Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б. В. Савченко, В.Г. Гончаров, А.Н. Леоненко // Механiка та машинобудування. – 2010. – №1. – С. 44-49. 2. Гончаров В.Г. Исследование изменения характеристик трения по глубине дискретного слоя / В. Г. Гончаров, А. К. Олейник, Г. Г. Гринченко // Збiрник наукових праць Запорiзького національного технiч. ун-ту. – Запорiжжя: ЗНТУ, 2003. – С. 100–101. 3. Ткачук М. А. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно - континуальних полiв напружень у високонавантажених елементах машин/ М.А. Ткачук, В. М. Шеремет, Г. В. Ткачук, А. В. Грабовський// Механiка та машинобудування. – 2009. – №1. –С. 147-156. 4. Шеремет В. М. Дослiдження напружено - деформованого стану деталей машин з дискретним змiцненням / В. М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т. О. Васильєва// Вiсник НТУ«ХП». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 150-155. 5. 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. – 2010. – №2. – С. 118-123. 6. Шеремет В. Н., Веретельник О.В., Литвин Б.Я., Шейко А.И., Кравченко С.А., Особенности распределения контактных давлений в сопряжении деталей с дискретным упрочнением // Вiсник НТУ «ХП». 36. наук. праць. Серiя: Машинознавство та САПР. – Харкiв : НТУ «ХП», 2013. – № 1 (975). – С. 175-179

Bibliography (transliterated): 1. *Goncharov V. G . Diskretnaya obrabotka – effektivniy sposob uпрочneniya detaley mashin / B. V. Savchenko, V.G. Goncharov, A.N. Leonenko // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2010. – No1. – P. 44-49.* 2. *Goncharov V.G. Issledovanie izmeneniya harakteristik treniya po glubine diskretnogo sloya / V. G. Goncharov, A. K. Oleynik, G. G. Grinchenko // Zblnik naukovih prats Zaporlzkogo natslionalnogo tehnic. un- tu. – Zaporlzhzhya: ZNTU , 2003. – P. 100–101.* 3. *Tkachuk M. A. Rozrobka naukovih osnov stvorenniya spriyatlivih poverhnevih diskretno - kontinualnih poliv napruzhen u visokonavantazhenih elementah mashin / M.A. Tkachuk, V. M. Sheremet, G. V. Tkachuk, A. V. Grabovskiy // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2009. – No1. – P. 147-156.* 4. *Sheremet V. M. DoslIdzhennya napruzhenno - deformovanogo stanu detaley mashin z diskretnim zmltsnenniam / V. M. Sheremet, M.A. Tkachuk, T. O. Vasileva // Vlsnik NTU«KhPI». vyp.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2010. – No19. – P. 150–155.* 5. *Sheremet V.N. Povyishenie resursa tyazhelonagruzhennyih elementov DVS putem diskretnogo uprochneniya detaley. Modelirovanie napryazhenno- deformirovannogo sostoyaniya / V.N. Sheremet, N.A. Tkachuk, V. G. Goncharov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – No2. – P. 118–123.* 6. *Sheremet V. N., Veretelnik O.V., Litvin B.Ya., Sheyko A.I., Kravchenko S.A. Osobennosti raspredeleniya kontaktnyih davleniy v sopryazhenii detaley s diskretnym uprochneniem // Vlsnik NTU «KhPI». Zb. nauk. prats. Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2013. – No 1 (975). – P. 175-179.*

Поступила (received) 05.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Веретельник Олег Викторович младший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», г. Харьков, (057) 70-76-901;

Veretelnyk Oleg Viktorovich Junior Researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Department of "Theory and computer-aided design of mechanisms and machines ", Kharkiv, (057) 70-76-901.

Веретельник Юрий Викторович научный сотрудник, индустриальная группа АО «УПЭК», г. Харьков.

Veretelnyk Yuriy Viktorovich Researcher, Industrial Group "UPEC", Kharkiv.

Веретельник Виктор Владимирович кандидат физико-математических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Прикладная математика», г. Харьков, (057) 70-76-032.

Veretelnyk Viktor Vladimirovich candidate of Physical and Mathematical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher, Department of "Applied Mathematics", Kharkiv, (057) 70-76-032.

УДК 629.423:620.179.14

Б. М. ГОРКУНОВ, Г. В. КРИВЯКИН, Е. С. АФАНАСЬЕВА**ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ НАКЛОНА КУЗОВА**

Разработан измерительный комплекс для определения нагрузочной характеристики масштабной физической модели системы наклона кузова вагона на базе вихретокового метода бесконтактного контроля механически-деформированного состояния цилиндрических изделий ферромагнитных материалов. Проведен сравнительный анализ экспериментальной нагрузочной характеристики механизма наклона и расчетной нагрузочной характеристики, полученной путем математического моделирования.

Ключевые слова: масштабная физическая модель, нагрузочная характеристика, система наклона кузова, измерительный комплекс, вихретоковый преобразователь, идентификация.

Введение. Важной задачей при исследовании процессов в сложных механических системах является идентификация математических моделей, описывающих эти процессы. Одним из наиболее достоверных методов идентификации математических моделей механических систем является исследование свойств реальной системы в процессе натурных испытаний. Но в ряде случаев проведение таких испытаний является затруднительным, так как требует, по сути, изготовления полноразмерного образца исследуемого изделия. Более целесообразно в таком случае использовать масштабную физическую модель исследуемой системы. Этот подход заключается в решении математической модели с использованием параметров масштабной физической модели и последующем сравнении полученных результатов с результатами физического моделирования.

Для идентификации разработанной нами математической модели расчета нагрузочной характеристики была создана масштабная физическая модель механической части системы принудительного наклона кузова. Эта модель в составе измерительного комплекса позволяет получить значения усилий, необходимых для поворота масштабной наклоняемой балки на заданный угол, то есть экспериментальную нагрузочную характеристику.

Физическая модель. Созданная нами физическая модель механической части системы наклона кузова представляет собой копию реальной системы в масштабе 1:4. Её схема представлена на рис. 1.

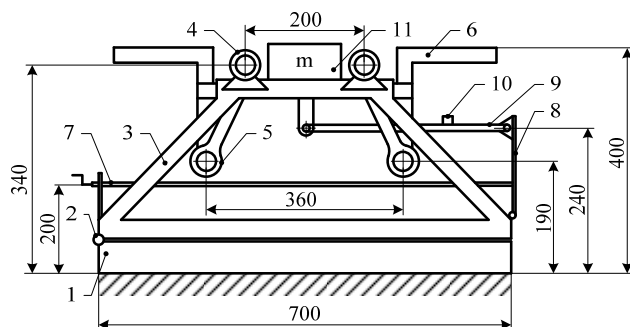


Рис. 1 – Схема масштабной физической модели механизма наклона

Модель состоит из базовой рамы 1, на которой с помощью шарнира 2 закреплена промежуточная рама 3, имитирующая раму тележки вагона. Это дает возможность промежуточной раме 3 поворачиваться относительно базовой рамы 1 на определенный угол, имитируя, таким образом, возвышение наружного рельса в кривых. К промежуточной раме 3 с помощью подшипниковых узлов 4 и рычагов подвеса 5 присоединена наклоняемая балка 6. Поворот наклоняемой балки 6 относительно промежуточной балки 3 осуществляется при помощи винтовой пары 7 и качающегося кронштейна 8, усилие от которого передается к наклоняемой балке 6 при помощи шарнирной тяги 9. На шарнирной тяге 9 установлен датчик преобразователя усилий 10. На наклоняемой балке 6 расположен груз 11 массой m , имитирующий вес надрессорного строения. Таким образом, усилие, приложенное к шарнирной тяге 9 для поворота наклоняемой балки 6 на заданный угол, и будет являться искомым усилием для построения экспериментальной нагрузочной характеристики.

Измерительный комплекс. Для определения усилия в шарнирной тяге описанной выше модели нами предложен измерительный комплекс, реализующий вихретоковый метод бесконтактного контроля электромагнитных и геометрических параметров изделий ферромагнитных материалов [1]. Достоинства этого метода обусловлены его хорошей защищенностью от помех и влияния условий среды измерения, наличием электрического выходного сигнала, что позволяет существенно упростить процесс обработки получаемых данных и удовлетворительной погрешностью измерения (2-3%). Кроме того такой метод дает возможность реализовать на базе измерительной схемы замкнутую систему управления, которая в дальнейшем может быть использована на реальном объекте.

Принципиальная электрическая схема измерительного комплекса на базе вихретокового преобразователя (ВТП) приведена на рис. 2 [2]. Измерительный комплекс состоит из рабочего трансформаторного преобразователя 1 с исследуемым образцом 3, и идентичного ему вспомогательного трансформаторного преобразователя 2, первичные (намагничивающие) обмотки, которых содержат равное количество витков $W_{\text{нам1}} = W_{\text{нам2}}$. Эти обмотки

последовательно соединены и подключены к генератору синусоидального тока 4. Вторичные (измерительные) обмотки трансформаторов имеют также равное количество витков $W_{изм1}=W_{изм2}$. Выходными сигналами ВТП являются суммарное U_{Σ} и разностное (вносимое) $U_{вн}$ напряжения при условии постоянства напряженности и частоты зондирующего поля. Эти параметры фиксируются вольтметром 5.

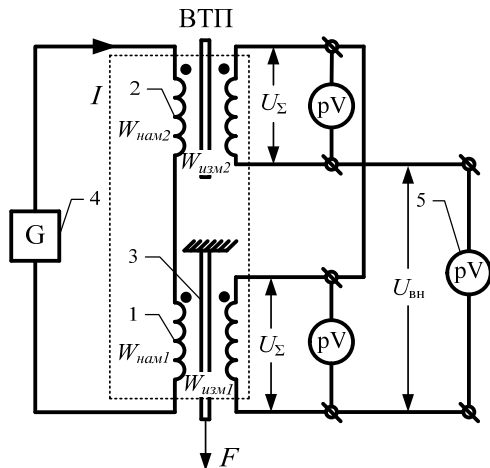


Рис. 2 – Электрическая схема измерительного комплекса

Суть предлагаемого метода измерений состоит в том, что сначала, в отсутствие механической нагрузки на тяге (образце) устанавливается значение частоты поля f_n , соответствующее рациональному с точки зрения чувствительности и точности преобразователя режиму работы ВТП. При этом фиксируется значение U выходного сигнала ВТП. Затем, при каждом фиксированном положении механически нагруженного образца изменяется значение частоты поля до тех пор, пока амплитуда выходного сигнала ВТП станет равной прежней U при отсутствии механического напряжения на образце.

Поскольку относительная магнитная проницаемость μ_r и удельная электрическая проводимость σ у ферромагнитных материалов зависят кроме структуры самого материала и от механического воздействия на него [3], то амплитуда ЭДС при синусоидальном токе в рабочем трансформаторном преобразователе будет зависеть от изменения механических напряжений в тяге (образце). При этом формула для определения механического напряжения σ_m в образце в пределах закона упругости имеет вид [4]:

$$\sigma_m = \pm k_a \left(\frac{x(U)}{x_0(U)} - 1 \right),$$

где «+» и «-» – соответствуют растяжению и сжатию тяги соответственно;

k_a – размерный коэффициент;

$x(U)$ – зависимость обобщенного параметра x от U при нагруженной тяге;

$x_0(U)$ – та же функция, при отсутствии нагрузки.

Обобщенный параметр x объединяет в себе геометрические, магнитные и электрические характеристики изделия [2]. В случае

цилиндрического образца параметр x определяется из выражения:

$$x = \frac{d}{2} \sqrt{\mu_0 \mu_r \sigma \omega},$$

где d – диаметр тяги, м;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ – магнитная постоянная, Гн/м;

μ_r – относительная магнитная проницаемость материала изделия;

σ – удельная электрическая проводимость изделия, См/м;

$\omega = 2\pi f$ – циклическая частота поля;

f – частота поля, Гц.

Для определения размерного коэффициента k_a нами была проведена тарировка измерительной схемы с контрольным образцом тяги. Тарировка проводилась путем приложения к тяге вертикальных нагрузок с известными величинами и замером соответствующих значений электрических напряжений в измерительной обмотке. Как следует из определения амплитудного метода, изменение напряжения в измерительной обмотке пропорционально изменению механических напряжений в контрольном образце, что и дает нам возможность рассчитать нужное значение коэффициента k_a .

Тарировка измерительной схемы проводилась при различных значениях частоты зондирующего поля. Результаты тарировки сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты тарировки измерительной схемы

m , кг	$f=500$ Гц				$f=900$ Гц				$f=1400$ Гц			
	U_s , мВ	σ_m , МПа	k_a , МПа		m , кг	U_s , мВ	σ_m , МПа	k_a , МПа	m , кг	U_s , мВ	σ_m , МПа	k_a , МПа
0	2,2	0	0		0	3,25	0	0	0	3	0	0
20	4,9	27,74	22,55		20	3,9	27,74	138,7	20	5,8	27,74	215,12
31	6	43	24,86		31	4,8	43	93,5	31	8	43	187,15
42	6,9	58,25	27,22		42	5,8	58,25	74,68	42	9,8	58,25	185

Анализируя данные табл. 1, приходим к выводу, что наиболее стабильные значения размерный коэффициент k_a имеет при частоте зондирующего поля 1400 Гц, а его максимальное значение при этом составляет 215,12 МПа, что и дает нам возможность использовать эту величину коэффициента для дальнейших расчетов.

Результаты измерений и их анализ. Измерения по определению механического напряжения, возникающего в цилиндрическом стальном образце, проводились для двух значений тока 100 и 250 мА в намагничивающей обмотке трансформаторного преобразователя. Частоты зондирующего поля при этом составляли 180, 400, 1000 и 1400 Гц.

Результаты измерений сведены в табл. 2 и 3.

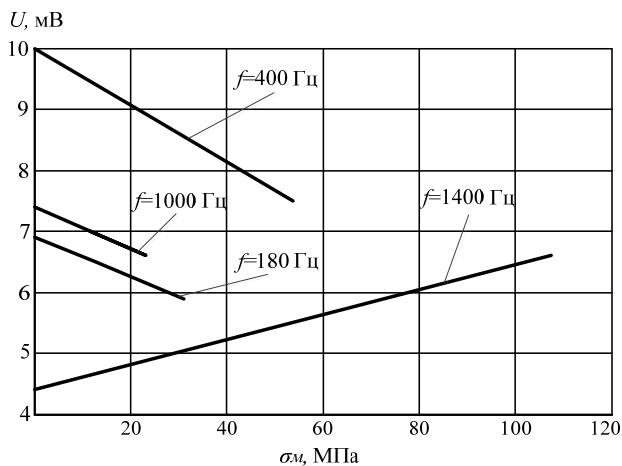
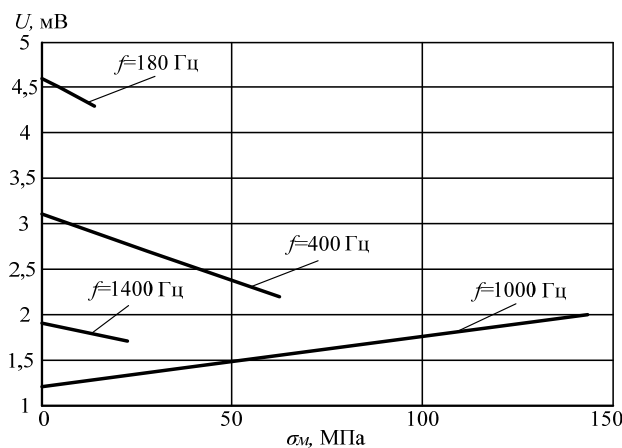
Таблица 2 – Результаты измерений при намагничивающем токе $I=250$ мА

	$f=180$ Гц		$f=400$ Гц		$f=1000$ Гц		$f=1400$ Гц				
	θ_s , °		θ_s , °		θ_s , °		θ_s , °				
U_s , мВ	6,9	6,5	5,9	10	8,9	7,5	7,4	6,6	7	4,4	6,6
σ_m , МПа	0	12,47	31,18	0	23,66	53,78	0	23,26	11,63	0	107,56
F_H , Н	0	88,1	220	0	167,18	379,9	0	164,3	82,15	0	759,9

Таблица 3 – Результаты измерений при намагничивающем токе $I=100$ мА

	$f=180$ Гц			$f=400$ Гц			$f=1000$ Гц			$f=1400$ Гц		
	$\theta, ^\circ$	0	4	8	0	4	8	0	4	8	0	4
$U, \text{ мВ}$	4,6	4,5	4,3	3,1	2,7	2,2	1,2	1,4	2	1,9	1,7	1,9
$\sigma_m, \text{ МПа}$	0	4,67	14,03	0	27,75	62,45	0	35,85	143,4	0	22,6	0
$F_H, \text{ Н}$	0	33	99,12	0	196,15	441,24	0	253,3	1013	0	159,9	0

На рис. 3 и 4 приведены семейства зависимостей $U=f(\sigma_m)$, построенные по данным табл. 2 и 3, которые, по сути, являются градуировочными кривыми.

Рис. 3 – Семейство зависимостей $U=f(\sigma_m)$ при намагничивающем токе $I=250$ мАРис. 4 – Семейство зависимостей $U=f(\sigma_m)$ при намагничивающем токе $I=100$ мА

Как видно из рис. 3 и 4 наибольшей чувствительностью (с наибольшими значениями напряжений) обладает зависимость $U=f(\sigma_m)$ при намагничивающем токе 250 мА и частотой зондирующего поля 400 Гц. Следовательно, она и будет являться рабочей для построения искомой нагрузочной характеристики $F_H=f(\theta)$.

Сила, действующая на шарнирную тягу, F_H определяется из выражения:

$$F_H = \sigma_m \cdot S,$$

где $S = \pi d^2/4$ – площадь сечения тяги, м^2 .

Искомые значения силы F_H , рассчитанные по этой формуле, также приведены в табл. 2 и 3.

Полученная на основании проведенного эксперимента нагрузочная характеристика физической модели приведена на рис. 5.

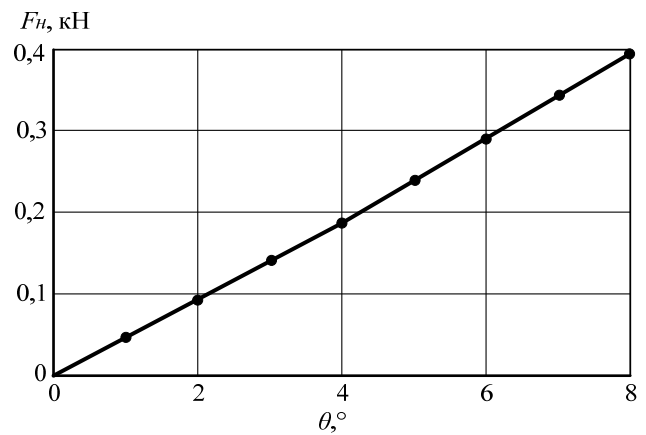


Рис. 5 – Экспериментальная нагрузочная характеристика механизма наклона

Как видно на рис. 5, полученная экспериментальная нагрузочная характеристика имеет практически линейную зависимость приложенной к шарнирной тяге усилия от угла наклона балки. Максимальное значение усилия составило 0,38 кН.

Используя ранее созданную математическую модель для расчета нагрузочной характеристики механизма наклона кузова [5], определяем расчетную нагрузочную характеристику для параметров масштабной физической модели.

На рис. 6 расчетная нагрузочная характеристика масштабной модели приведена совместно с её нагрузочной характеристикой, полученной в ходе эксперимента.

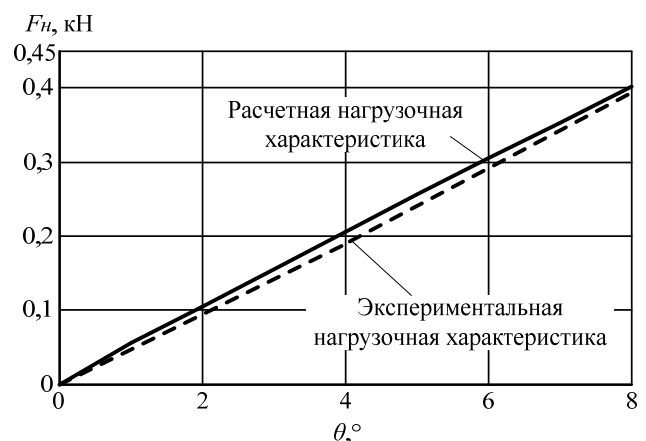


Рис. 6 – Расчетная и экспериментальная нагрузочные характеристики масштабной модели механизма наклона

Здесь видно, что характеристики имеют достаточно хорошее соответствие: расхождение между максимумами усилий составило 0,2 кН (4%), что вполне подтверждает адекватность ранее разработанной математической модели для расчета нагрузочной характеристики механизма наклона кузова.

Выводы. Для проверки адекватности математической модели расчета усилий в системе наклона кузова создана физическая модель механической части системы в геометрическом масштабе 1:4.

Предложен бесконтактный вихретоковый метод, а также разработан измерительный комплекс для его реализации в целях определения усилий наклона кузова.

Сравнение экспериментальных (максимальное усилие 0,38 кН) и расчетных (максимальное усилие 0,4 кН) данных показало хорошее соответствие – погрешность в пределах 4%, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

Предложенный метод и апробированный инструментарий может быть реализован в автоматизированной замкнутой системе управления привода наклона кузова.

Список литературы: 1. *Бондаренко В.И.* Бесконтактное измерение электромагнитных характеристик цилиндрических изделий / *В.И. Бондаренко, Б.М. Горкунов, В.П. Себко, В.И. Тюна* // Измерительная техника. – 1984. - №6. – С. 57-58. 2. *Горкунов Б.М.* Вихретоковый преобразователь для бесконтактного контроля механических напряжений в цилиндрических изделиях / *Б.М. Горкунов* // Технічна електродинаміка. Тематичний випуск, Київ, Ч.3. – 2004. – С. 25-30. 3. *Горкунов Б.М.* Электромагнитный преобразователь для контроля напряженно-деформированного состояния узлов оборудования

электропривода / *Б.М. Горкунов, А.В. Кипенский, С.Г. Львов* // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Випуск 3(19). – 2012. – С. 182-185. 4. *Горкунов Б. М.* Сравнительный анализ метрологических характеристик амплитудно-фазовых методов вихретокового контроля ферромагнитных материалов / *Б.М. Горкунов* // Електротехніка і електромеханіка. – Харків. – 2007. - №5. – С. 37-41. 5. *Редченко Е.С. (Афанасьева Е.С.)* Совершенствование кинематической схемы и линейного двигателя электропривода для системы наклона кузовов скоростных поездов: Дисс. канд. техн. наук. – Харьков, 2014. – 173 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Bondarenko V.I.* Beskontaktnoe izmerenie elektromagnitnykh harakteristik tsilindricheskikh izdeliy / *V.I. Bondarenko, B.M. Gorkunov, V.P. Sebko, V.I. Tyupa* // Izmeritel'naya tekhnika. – 1984. – No6. – P. 57–58. 2. *Gorkunov B.M.* Vihretokovyyi preobrazovatel dlya beskontaktnogo kontrolya mekhanicheskikh napryazheniy v tsilindricheskikh izdeliyah / *B.M. Gorkunov* // Tehnichna elektrodinamika. Tematichnyi vipusk, Kyiv, Ch.3. – 2004. – P. 25-30. 3. *Gorkunov B.M.* Elektromagnitnyy preobrazovatel dlya kontrolya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya uzlov oborudovaniya elektroprivoda / *B.M. Gorkunov, A.V. Kipenskiy, S.G. Lvov* // Elektromehanika I energozberigayuchi sistemi. No 3(19). – 2012. – P. 182–185. 4. *Gorkunov B. M.* Sravnitelnyy analiz metrologicheskikh harakteristik amplitudno-fazovykh metodov vihretokovogo kontrolya ferromagnitnykh materialov / *B.M. Gorkunov* // Elektrotehnika I elektromehanika. – Kharkiv. – 2007. – No5. – P. 37–41. 5. *Redchenko E. S. (Afanaseva E.S.)* Sovershenstvovanie kinematicheskoy shemy i lineynogo dvigatelya elektroprivoda dlya sistemyi naklona kuzovov skorostnykh poezdov: Diss. kand. tehn. nauk. – Kharkov, 2014. 173 p.

Поступила (received) 25.08.2015

Горкунов Борис Митрофанович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры приборов и методов неразрушающего контроля, тел.: (050) 281-38-79; e-mail: gorkunov@kpi.kharkov.ua.

Gorkunov Boris Mitrofanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of devices and methods of non-destructive control; тел.: (050) 281-38-79; e-mail: gorkunov@kpi.kharkov.ua.

Кривякин Геннадий Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры электрического транспорта и тепловозостроения; тел.: (050) 501-24-60; e-mail: vehicle_dynamic@ukr.net.

Krivjakin Gennady Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of electrical transport and locomotive bilding; тел.: (050) 501-24-60; e-mail: vehicle_dynamic@ukr.net.

Афанасьева Елена Сергеевна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры электрического транспорта и тепловозостроения; тел.: (095) 120-46-88; e-mail: redchenko.elena@mail.ru.

Afanasjeva Elena Serhejevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of electrical transport and locomotive bilding; тел.: (095) 120-46-88; e-mail: redchenko.elena@mail.ru.

УДК 539.3

*А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, А.Ю. ТАНЧЕНКО, Н.Н. ТКАЧУК, И.В. МАЗУР***ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ СОБСТВЕННЫХ ФОРМ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ С НЕСКОЛЬКИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ К ВАРЬИРОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ**

В работе предложен новый подход к исследованию чувствительности собственных частот и форм колебаний к варьированию параметров динамической системы. Собственные формы колебаний определяются из условий достижения условных минимумов функции Рэля. Установлены соотношения для определения изменения собственных частот и форм колебаний при варьировании инерционно-жесткостных характеристик динамической системы. Предложены новые соотношения для определения компонент чувствительности с использованием конечных разностей. При этом определение спектра собственных частот колебаний и собственных форм колебаний осуществляется методом конечных элементов.

Ключевые слова: динамическая система, собственная форма колебаний, функция Рэля, чувствительность.

Введение. При анализе поведения динамических систем, подвергающихся воздействию нагрузок различного происхождения, важной информацией является спектр собственных частот колебаний (СЧК) [1]. Соотнося собственные частоты колебаний с частотами внешних возбуждающих нагрузок, можно определять возможность установления тех или иных опасных режимов (например, резонансных). Естественно, что при обнаружении таких режимов требуется отстроить спектр собственных частот колебаний системы от них, например, за счет целенаправленного изменения параметров динамической системы. В работах [2-5] установлено, что изменение спектра собственных частот колебаний при варьировании параметров динамической системы можно линеаризовать. В этих же работах содержится описание способа вычисления компонент массива чувствительности за счет применения т.н. "реперных" решений. Эти "реперные" решения соответствуют точным решениям задачи определения собственных колебаний, решаемой, например, при помощи метода конечных элементов [6]. Таким образом, получается достаточно точный инструмент оперативного анализа отклика спектра собственных частот колебаний на варьирование параметров исследуемых динамических систем.

В то же время информация о спектре собственных частот колебаний и его чувствительности к варьированию тех или иных параметров не совсем полно характеризует свойства как исходной, так и системы с проварьированными параметрами. Важное значение, в частности, имеет возбудимость той или иной собственной формы колебаний (СФК), которая определяется соотношением пространственно-временного распределения внешней нагрузки с той или иной формой колебаний. При этом важно, что существенное значение имеет информация и о собственной форме колебаний, и о ее изменении при варьировании тех или иных параметров. В то же время методы определения чувствительности собственных форм колебаний к изменению параметров динамических систем разработаны далеко не в той мере, чтобы оперативно и точно решать задачи анализа и синтеза динамических систем.

В связи с этим разработана методика анализа

чувствительности собственных форм колебаний на изменение параметров динамических систем является актуальной и важной научной проблемой. Ее решение применительно к системам с несколькими степенями свободы составляет цель данной работы.

Постановка задачи. Исследуются динамические системы с несколькими степенями свободы. Они используются для моделирования многомассовых колебательных систем, а также – систем с распределенными параметрами, к которым применена процедура дискретизации (например, по методу конечных элементов [6]).

Исходная разрешающая система обыкновенных дифференциальных уравнений имеет вид:

$$M\ddot{x} + Cx = 0, \quad (1)$$

где M , C – матрицы масс и жесткости исследуемой системы,

$x(t)$ – массив переменных, объединяющих обобщенные координаты, однозначно описывающих исследуемую динамическую систему.

Собственные движения [1], удовлетворяющие системе уравнений (1):

$$x = \lambda \sin \omega t, \quad (2)$$

где λ – некоторая собственная форма колебаний,

ω – собственная частота колебаний,

t – время.

Требуется определить степень изменения собственной частоты и собственной формы колебаний системы (1) при варьировании инерционно-жесткостных характеристик, т.е. компонент матриц M и C .

Метод анализа. С одной стороны, для определения λ , ω применимы соотношения [1]

$$(C - \omega^2 M) \cdot \lambda = 0; \quad \text{Det}(C - \omega^2 M) = 0. \quad (3)$$

С другой стороны, для этих целей применима функция Рэля [1]:

$$R(\lambda_1, \dots, \lambda_N) = \frac{\sum_{ij} c_{ij} \lambda_i \lambda_j}{\sum_{ij} m_{ij} \lambda_i \lambda_j} \rightarrow \min, \quad (4)$$

где c_{ij} , m_{ij} – компоненты матриц C и M соответственно,

λ_i – компоненты собственных форм колебаний.

Условные минимумы функции Рэлея соответствуют квадратам собственных частот колебаний ω_s^2 , а наборы параметров λ_s – тем значениям аргументов, которые доставляют $\min R$ (т.е. собственных форм колебаний, соответствующих частоте ω_s).

Таким образом, задачи (3) и (4) являются эквивалентными. Учитывая это, можно для анализа чувствительности ω_s , λ_s к изменению параметров системы на разных этапах использовать любую из этих формулировок.

При этом следует принимать во внимание, что свойства реальных динамических систем формируются из свойств конструктивов, образующих исследуемые машины, узлы, детали. Если при этом обозначить массив этих определяющих величин $p = \{p_q\}$ ($q = 1, \dots, N_p$), то в соотношениях (1), (3), (4) компоненты матриц жесткостей и масс становятся зависимыми от p . В силу этого уравнение (4) приводится к условиям

$$\frac{\partial R(p, \lambda)}{\partial \lambda} = 0, \quad \sum_i \lambda_i^2 = 1. \quad (5)$$

Если в пространстве компонент λ выделять независимый базис Λ размерности $(N-1)$ по соотношениям

$$\lambda = \lambda(\Lambda), \quad (6)$$

то условные экстремумы (5) соответствуют безусловным

$$\frac{\partial R(p, \Lambda)}{\partial \Lambda_m} = 0, \quad m = 1, \dots, (N-1). \quad (7)$$

При этом в условиях (7), начиная с первого глобального минимума, после каждого шага исключается очередная компонент Λ из условия ортогональности собственных форм колебаний всем предыдущим формам колебаний [1].

Тогда условия (7) можно привести к виду

$$\Phi(p, \Lambda) = 0, \quad (8)$$

где Φ – некоторая функциональная зависимость, в которую трансформируется левая часть (7).

Если рассматривать частный случай системы с двумя степенями свободы при одном варьируемом параметре, то собственные формы при учете условия нормировки определяется одним независимым параметром Λ .

Тогда, если исследуется поведение (8), кроме соответствующего нормального (базового) набора значения параметра p_0 , еще и в некоторой окрестности точки p_0 :

$$p = p_0 + \Delta p : p = p_0(1 + \alpha), \quad |\alpha_\varepsilon| \ll 1, \quad (9)$$

то, пренебрегая членами более высокого порядка малости, можно записать:

$$\Phi(p_0, \Lambda_0) + \left. \frac{\partial \Phi}{\partial p} \right|_{p=p_0} \cdot \Delta p + \left. \frac{\partial \Phi}{\partial \Lambda} \cdot \frac{d\Lambda}{dp} \right|_{p=p_0} \cdot \Delta p \approx 0. \quad (10)$$

С учетом равенства $\Phi(p_0, \Lambda_0) = 0$ получаем

$$\frac{d\Lambda}{dp} \approx \left[- \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Lambda} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial p} \right]_{p=p_0} = \delta. \quad (11)$$

Тогда, переходя к приращениям,

$$\Delta \Lambda \approx \delta \cdot \Delta p \approx \delta \cdot p_0 \cdot \alpha. \quad (12)$$

Из (12) следует приближенная линейная зависимость изменения компонент собственных форм от степени относительного изменения параметра α .

Если в соотношении (12) перейти к конечно-разностным аппроксимациям для определения δ , то получаем:

$$\delta \approx \left[\frac{\Phi(p_0 + \alpha^* p_0) - \Phi(p_0)}{\alpha^* p_0} / \frac{\Lambda(p_0 + \alpha^* p_0) - \Lambda(p_0)}{\Phi(p_0 + \alpha^* p_0) - \Phi(p_0)} \right]. \quad (13)$$

Т.о., если в динамической системе производится варьирование некоторых инерционно-жесткостных параметров, то это приводит к изменению собственных частот и форм колебаний. При этом зависимость этого изменения от степени варьирования тех или иных параметров можно линеаризовать в окрестности номинальных значений этих параметров, в том числе с привлечением "реперных" решений для конечно-разностной аппроксимации величины чувствительности собственных частот и форм колебаний к такому варьированию. Такой подход применим к системам со многими степенями свободы.

Тестовые задачи. Рассмотрим тестовую задачу на примере системы с двумя степенями свободы x_1 , x_2 (рис. 1).

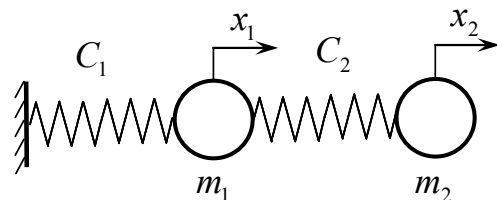


Рис. 1. Тестовая динамическая система

Будем использовать 2 способа.

Способ 1. Исходим из системы уравнений движения свободной системы

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (14)$$

Вводя обозначения $p_1^2 = c_1/m_1$, $p_2^2 = c_2/m_2$, $p_3^2 = c_2/m_1$, $p_4^2 = p_1^2 + p_2^2$, получаем для квадратов собственных частот выражение:

$$\omega_{1,2}^2 = \left[p_2^2 + p_4^2 \pm \sqrt{p_1^4 + 4p_2^2 p_3^2} \right] / 2. \quad (15)$$

Если в исследуемой системе проварьировать только жесткость

$$C_2 = C_{20}(1 - \alpha), \quad (16)$$

где α - некоторый коэффициент, то при малых $|\alpha| \ll 1$ с удержанием только линейных членов получаем:

$$\omega_{(1,2)}^2 \approx (\omega_{(1,2)}^0)^2 [1 + \Pi_{(1,2)} \alpha], \quad (17)$$

где $\Pi_{(1,2)}$ - некоторые коэффициенты чувствительности.

При этом, если собственные формы искать в частном виде

$$\lambda_1 = \{\lambda_{1,1} = 1; \lambda_{2,1}\}^T, \quad \lambda_2 = \{\lambda_{2,1} = 1; \lambda_{2,2}\}^T, \quad (18)$$

получаем:

$$\lambda_{2,1} = \frac{p_2^2(\alpha)}{p_2^2(\alpha) - \omega_1^2(\alpha)}, \quad \lambda_{2,2} = \frac{p_2^2(\alpha)}{p_2^2(\alpha) - \omega_2^2(\alpha)}. \quad (19)$$

Линеаризация (19) по α дает:

$$\lambda_{2,1}(\alpha) = \lambda_{2,1}^0 [1 + A_1 \alpha], \quad \lambda_{2,2}(\alpha) = \lambda_{2,2}^0 [1 + A_2 \alpha], \quad (20)$$

где $A_{(1,2)}$ - коэффициенты чувствительности.

Для определения коэффициентов чувствительности Π , A можно провести аналитические преобразования (15) и (19), а можно применить конечно-разностные соотношения:

$$\Pi_{(1,2)} \approx \left[\omega_{(1,2)}^2(\alpha^*) - (\omega_{(1,2)}^0)^2 \right] / \alpha^*, \quad (21)$$

$$A_{(1,2)} \approx \left[\lambda_{2,(1,2)}(\alpha^*) - \lambda_{2,(1,2)}^0 \right] / \alpha^*. \quad (22)$$

В (21), (22) присутствуют точные значения собственных частот и форм колебаний, вычисляемые при варьировании параметра C_2 по (16) на величину α^* по соотношениям (15), (19).

Т.о., с помощью этих "реперных" решений можно определить чувствительности A и Π . Для систем с большим количеством степеней свободы можно применить не аналитические, а численные методы вычисления собственных частот и собственных форм колебаний, соответствующих изменению C_2 , задаваемом α^* .

Естественно, что все описанные подходы применимы и для варьирования любых иных параметров исследуемых систем (т.е. компонентов матриц M и C).

Т.о., получаем возможность прогнозирования изменения собственных частот и собственных форм колебаний, основываясь на конечно-разностной

аппроксимации их чувствительности к варьированию инерционно-жесткостных характеристик исследуемой динамической системы посредством использования точных, так называемых "реперных" решений, соответствующих некоторым заранее задаваемым степеням изменения варьируемых параметров.

Способ 2. Основывается на использовании функции Рэлея. Вводя в рассмотрение базисную переменную φ , определяющую угловые положения точки на единичной окружности в системе координат (x_1, λ_2) :

$$\lambda_1 = \cos \varphi, \quad \lambda_2 = \sin \varphi, \quad (23)$$

в данном конкретном случае выражение (4) можно привести к виду:

$$R(\varphi) = \frac{C_1 \cos^2 \varphi + C_2 (\cos \varphi - \sin \varphi)^2}{m_1 \cos^2 \varphi + m_2 \sin^2 \varphi}. \quad (24)$$

Условие экстремальности:

$$R'(p, \varphi) = 0 \quad (25)$$

дает два значения угла φ в интервале $[0, \pi]$, соответствующих двум собственным частотам и собственным формам колебаний.

Соотношение (25) можно трактовать как параметрическую зависимость переменной φ от параметров p :

$$\frac{\partial R}{\partial \alpha} \approx \frac{R(\alpha^*) - R(0)}{\alpha^*}; \quad \varphi = \varphi(p) = \varphi(p_0(1 + \alpha^*)) \Rightarrow$$

$$B = \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \approx \frac{\varphi(\alpha^*) - \varphi(0)}{\alpha^*}. \quad (26)$$

Т.о., в (26) можно для вычисления чувствительности φ к варьированию p (или α) применить тот же подход с использованием "реперных" решений $\varphi(\alpha^*)$. Однако здесь они будут вычисляться как аргумент из условия достижения экстремума (25). Тогда

$$\varphi(\alpha) \approx \varphi_0(1 + B\alpha); \quad \omega_{(\alpha)}^2 = R(\alpha) \approx \omega_0^2(1 + \Gamma \cdot \alpha). \quad (27)$$

где Γ - некоторый коэффициент чувствительности ω^2 к изменению α .

В результате получаем аналогичные линеаризованные соотношения, что и для способа 1. Для полного соответствия со способом 1 собственные формы колебаний можно брать в виде:

$$\lambda = \{1; tg \varphi\}^T. \quad (28)$$

Численные иллюстрации. Предложенные в работе подходы и модели реализованы в виде некоторого кода в среде Maple. На рис. 2, 3 представлены характерные графики для собственных частот колебаний и собственных форм колебаний для системы с параметрами: $m_1 = 1$ кг, $C_1 = 1000$ Н/м.

При этом варьировалась масса m_2 в пределах $\pm 30\%$, т.е. $\alpha^* = 0.3$. Результаты получены по способу 1.

На рис. 4 - 6 представлены данные для той же модели, но с применением способа 2.

Видно, что полученные соотношения, как по способу 1, так и по способу 2, соответствуют друг

о применимости линейной аппроксимации поверхностей отклика (собственных частот и собственных форм колебаний) в довольно большом интервале изменения параметров p , т.е. не только при $|\alpha| \ll 1$, но и при малых, но конечных их значени

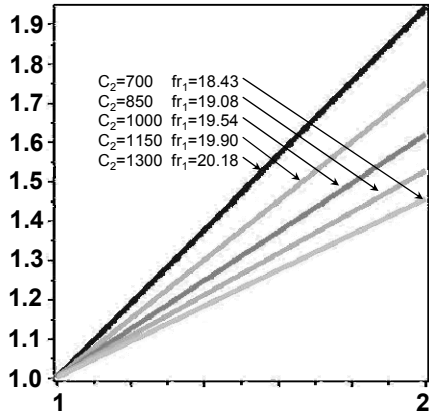


Рис. 2 Графики изменения первой собственной формы от параметра α до 0.3

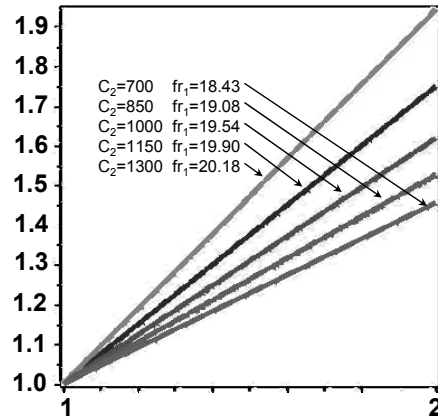


Рис. 5 Графики изменения первой собственной формы от параметра α до 0.3

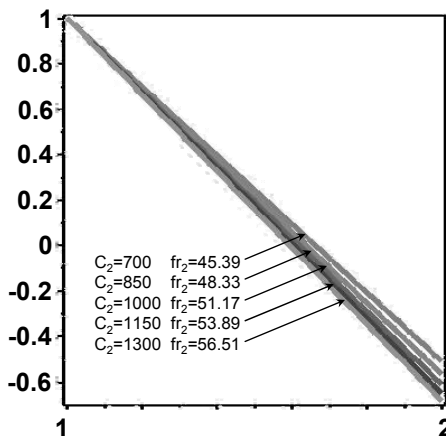


Рис. 3 Графики изменения второй собственной формы от параметра α до 0.3

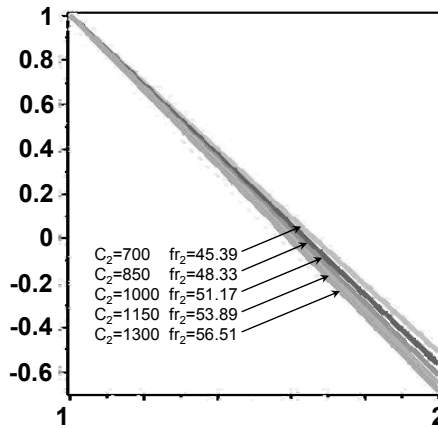


Рис. 6 Графики изменения второй собственной формы от параметра α до 0.3

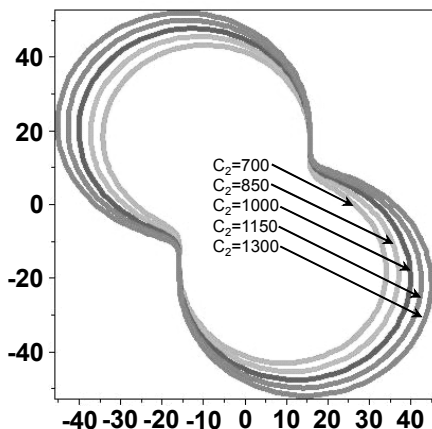


Рис. 4 Графики функции Релея в параметрическом пространстве при варьировании параметра α до 0.3

другу. Более того, сравнением получаемых аппроксимационных (линейных) зависимостей с точными кривыми (рис. 7) дает основание для вывода

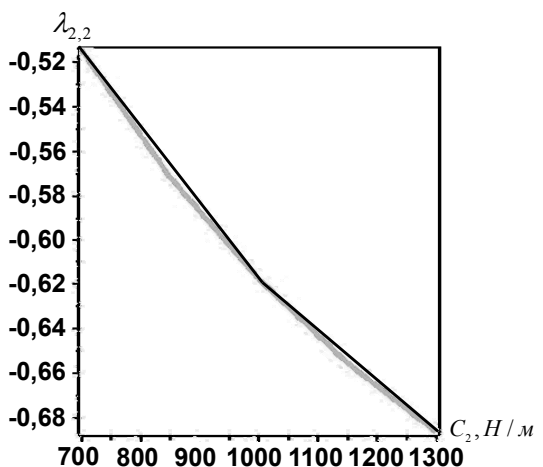


Рис. 7. - Сравнение аппроксимационной линейризованной зависимости второй компоненты собственной формы колебаний системы (см. рис. 1) с точной кривой (для второй формы колебаний)

ях (в данном случае - до $|\alpha| \approx 0.3$).

Примечание. Аналогичные по характеру результаты получаются и для систем с большим, чем 2, количеством степеней свободы. Здесь получаем из (8) путем дифференцирования и перехода затем к приращениям

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial p} = - \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Lambda} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial p}, \quad (29)$$

где $\left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Lambda} \right)^{-1}$ представляет собой оператор, обратный к оператору $\frac{\partial P}{\partial \Lambda}$.

Тогда, вводя в рассмотрение массив "реперных" точек

$$\alpha_j^* = \{0; 0; \dots; 0; \alpha_j^*; 0; \dots; 0\}^T, \quad (30)$$

приращения параметров $\Delta \Lambda_i$ можно представить в виде

$$\Delta \Lambda_i \approx \sum_j B_{ij} \alpha_j^*; \quad B_{ij} = \frac{\Lambda_i^*(\alpha_j^*) - \Lambda_i^*(0)}{\alpha_j^*}. \quad (31)$$

Здесь $\Lambda^*(\alpha_j^*)$ - точные ("реперные") решения (3) или (4), полученные каким-либо способом.

Важно отметить, что линеаризованные зависимости (31) нужно формировать с учетом знаков приращения того или иного параметра (т.е. для положительных α_j применять положительные приращения α_j^* , и наоборот). В итоге функция отклика линеаризуется, т.е.

$$\Lambda(P_0 + \Delta P) \approx \Lambda_0(0) + B \cdot \alpha, \quad (32)$$

где B - матрицы коэффициентов чувствительности B_{ij} .

Кусочно-линейное представление (32) может быть применимо как для задач параметрического анализа, так и синтеза. При этом сочетаются требования сохранения приемлемой точности и высокой оперативности, что особенно важно для сложных собственных колебаний сложных механических систем.

Заключение. В работе предложен подход к линейной аппроксимации динамических характеристик (собственных частот и собственных форм колебаний) систем с несколькими степенями свободы на изменение их инерционно-жесткостных параметров. Показана применимость подходов, основанных на использовании точных решений при конечном варьировании инерционно-жесткостных параметров (т.н. "реперных" решений), для прогнозирования изменения и собственных частот, и собственных форм колебаний. Т.о., в дальнейшем данные аппроксимации можно применять для решения задач синтеза, поскольку, таким образом, функция отклика в некоторой окрестности номинального набора параметров линеаризуется, и

при наличии линейных (или линеаризованных) ограничений (например, по массе) получаем задачу линейного программирования взамен исходной задачи нелинейного программирования.

Список литературы: 1. Бабаков И. М. Теория колебаний: учеб. Пособие / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с. 2. Танченко А. Ю. Связанная задача утонения и напряженно-деформированного состояния шарнирно опертого стержня / А. Ю. Танченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – № 38. – С. 140-151. 3. Танченко А. Ю. Напряженно-деформированное состояние пространственных тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок несущих элементов / А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, Ю. Б. Гусев // Вісник СевНТУ: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. праць. – Севастополь: СевНТУ, 2011. – Вип. 120. – С.35-40. 4. Танченко А. Ю. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. Н. Ткачук, П. В. Чурбанов, И. Я. Храмова, О. А. Ищенко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С. 147-169. 5. Танченко А. Ю. Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения / А. Ю. Танченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2013. – №23. – С. 138-145. 6. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

Bibliography (transliterated): 1. Babakov I. M. Teoriya kolebaniy: ucheb. posobie / I. M. Babakov. – Moscow: Drofa, 2004. – 591 p. 2. Tanchenko A. Yu. Svyazannaya zadacha utoneniya i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sharnirno opertogo sterzhnya / A. Yu. Tanchenko // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu "Harkivskiy politekhnichniy Institut". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2010. – No 38. – P. 140-151. 3. Tanchenko A. Yu. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie prostranstvennykh tonkostennykh konstruktсий s uchetoм utoneniya stenok nesuschih elementov / A. Yu. Tanchenko, N. A. Tkachuk, Yu. B. Gusev // Visnik SevNTU: Mehanika, energetika, ekologiya: zb. nauk. prats. – Sevastopol: SevNTU, 2011. – No 120. – P. 35-40. 4. Tanchenko A. Yu. Analiz chuvstvitelnosti prochnostnykh i dinamicheskikh harakteristik mashinostroitelnykh konstruktсий na osnove pryamogo vozmushcheniya konechno-elementnykh modeley / N. A. Tkachuk, A. Yu. Tanchenko, A. N. Tkachuk, P. V. Churbanov, I. Ya. Hramtsova, O. A. Ischenko // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu "Harkivskiy politekhnichniy Institut". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. – No22. – P. 147-169. 5. Tanchenko A. Yu. Vliyaniye tolschiny panely na spektr sobstvennykh chastot kolebaniy korpusov transportnykh sredstv spetsialnogo naznacheniya / A. Yu. Tanchenko // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu "Kharkivskiy politekhnichniy Institut". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – No23. – P. 138-145. 6. Zinkevich O. Metod konechnykh elementov v tehnikе / O. Zinkevich. – Moscow: Mir, 1975. – 541 p.

Поступила (received) 10.08.2015 г.

УДК 621.45.038

О. М. КЛИМЕНКО, В. О. ПИЛЬОВ, І. М. ШУЛЬГА

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ФУНКЦІЇ БАЖАНОСТІ ХАРІНГТОНА

Проаналізовано можливості комплексного покращення техніко-економічних показників автомобільного дизеля при використанні систем автоматичного регулювання його теплового стану. Для розв'язання компромісної задачі запропоновано використовувати узагальнену функцію бажаності Харінгтона з метою оптимізації досліджуваних показників на кожному режимі заданої моделі експлуатації. За керуючі фактори використано режимні та регульовальні параметри роботи дизеля. Оцінено ефективність різних варіантів САР.

Ключові слова: регулювання, економічність ДВЗ, димність, тверді частки, оксиди азоту, модель експлуатації, оптимізація

Вступ. Підвищення рівня форсування двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що є необхідним для досягнення високого рівня їхньої ефективності, суттєво впливає на ресурс деталей камери згоряння, зокрема поршня, як найбільш термонавантаженої деталі.

Для забезпечення достатнього рівня надійності окреслених деталей передбачається впровадження різних технологічних і конструктивних заходів. Стосовно поршнів основним таким заходом є застосування одного зі способів їхнього примусового масляного охолодження [1].

Однак, масляне охолодження разом з перевагами має і ряд недоліків. Основний з них – переохолодження поршнів при ненормальних навантаженнях, що може привести до погіршення сумішоутворення і збільшення відносних теплових втрат [2–4]. Крім того, надмірне охолодження поршня на часткових режимах призводить до зростання амплітуд перепадів температур при скиданні або накиданні навантаження, що в значній мірі знижує надійність та довговічність поршня [5, 6].

Тому можна зазначити, що для підтримання достатнього рівня надійності конструкції доцільно підвищувати температури поршня на часткових режимах роботи ДВЗ при незміненому рівні його температури на важких режимах. Реалізація цих заходів, вочевидь, пов'язана з застосуванням систем автоматичного регулювання (САР), в тому числі й за допомогою мікропроцесорної техніки.

Результати дослідження впливу регулювання теплового стану поршня (ТСП) на його ресурсну міцність [6 – 8] доказали ефективність вищезгаданих припущень.

© В. О. Пильов, О. М. Клименко, І. М. Шульга, 2015

З іншого боку, відомі експериментальні дослідження [2, 4], які виявили поліпшення показників викидів СО, СН, димності і паливної економічності при незначному збільшенні викидів NO_x внаслідок відключення охолодження поршнів на часткових режимах роботи дизеля.

Відомим фактом є впровадження провідними фірмами систем регулювання охолодження поршнів у сучасні двигуни з метою досягнення перспективного рівня форсування, екологічних та економічних показників [9].

Проте теоретичні засади такого регулювання, а також принципи врахування керуючих факторів при

цьому в літературі практично відсутні.

Метою роботи є оцінка можливості комплексного покращення показників паливної економічності та екологічності автомобільного дизеля на основі застосування регульованого масляного охолодження його поршнів.

Дослідження ефективності застосування автоматичного регулювання ТСП. Вихідними даними даного дослідження слугують результати експериментального дослідження впливу теплового стану поршнів дизеля 4ЧН12/14 на показники його екологічності та паливної економічності [10].

Експериментальне дослідження показало, що відключення охолодження поршнів і збільшення кута випередження подачі палива призводить до зниження димності відпрацьованих газів (ВГ) та витрати палива при одночасному збільшенні викидів NO_x. Найбільший вплив виявлено на режимах з малою частотою обертання колінчастого вала та на режимах часткових навантажень.

Враховуючи вище описане, дане дослідження є вирішенням компромісної задачі вибору значень керуючих параметрів, що дозволить комплексно покращити ефективність робочого процесу дизеля.

Для комплексної оцінки якості роботи ДВЗ запропоновано використовувати методику, засновану на пошуку оптимального поєднання комплексу керуючих факторів для кожного режиму моделі експлуатації з використанням узагальненої функції бажаності Харінгтона для 3х критеріїв якості [11, 12]:

$$D = \sqrt[3]{d_1 \cdot d_2 \cdot d_3} \rightarrow 1,$$

де d_1 – часткова функція бажаності питомої ефективної витрати палива;

d_2, d_3 – часткові функції бажаності викидів шкідливих речовин (оксиди азоту NO_x та тверді частки).

Зв'язок між частковими функціями бажаності та дійсними значеннями параметрів здійснювати як:

$$d_i = \exp[-\exp(a + b \cdot f_i)], i = 1, 2, 3,$$

де f_i – дійсне значення параметру якості конструкції.

Значення коефіцієнтів a та b запропоновано встановлювати з системи двох рівнянь, які визначають найкраще ($d_i = 0,8$) та найгірше ($d_i = 0,2$) значення часткової функції бажаності на окремому досліджуваному режимі. Для емісії шкідливих

речовин запропоновано застосування загальної шкали бажаності, з використанням методики приведення викидів за агресивністю [13].

За керуючі фактори прийнято частоту обертання колінчастого валу дизеля n , середній ефективний тиск p_e , кут випередження подачі палива Θ та тепловий стан поршнів.

$$K_{\text{ПЕ}} = \frac{3600}{H_u \frac{\sum_{i=1}^z (G_{\text{Пі}} P_i)}{\sum_{i=1}^z (N_{\text{еі}} P_i)}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^z (G_{\text{Пі}} P_i)}{\sum_{i=1}^z (G_{\text{Пі}} P_i) + \sigma \sum_{i=1}^z \left[G_{\text{Пі}} P_i \cdot \sum_{k=1}^N \frac{G_{\text{ШРпр } k}}{G_{\text{Пі}}} \right]}$$

де P_i – коефіцієнт значущості кожного представницького режиму, що відповідає імовірнісному розподілу відповідного полігону моделі експлуатації з урахуванням узагальнення напрацювання двигуна за терміновий цикл;

H_u – нижча теплота згоряння палива;

$N_{\text{еі}}$ – ефективна потужність дизеля на кожному представницькому режимі;

$G_{\text{Пі}}$ – погодинна витрата палива на кожному представницькому режимі;

$G_{\text{ШРпр } k}$ – приведена маса викиду k -ї шкідливої речовини з ВГ дизеля;

z – кількість представницьких режимів моделі експлуатації;

N – загальна кількість токсичних компонентів, що враховуються при оцінці шкідливих викидів з ВГ до навколишнього середовища;

σ – безрозмірний показник відносної небезпеки забруднення на різних територіях;

f – безрозмірний коефіцієнт, що враховує характер розсіювання ВГ в атмосфері.

$$G_{\text{ШРпр } k} = A_k \cdot G_{\text{ШР } k},$$

де A_k – показник відносної агресивності k -го компонента токсичних викидів з ВГ ДВЗ;

$G_{\text{ШР } k}$ – маса викиду цього компонента.

Розрахунки виконано для кожного експлуатаційного режиму моделі експлуатації вантажного автомобіля при русі по шосе [13].

Результати розв'язання компромісної задачі перевірялися з використанням комплексного паливно-екологічного критерію ДВЗ [13]:

В ході дослідження було оцінено різні варіанти сумісного регулювання керуючих факторів.

Першим етапом було розв'язання оптимізаційної задачі при роботі ДВЗ з кутом випередження подачі палива $\Theta = 23$ гр.п.к.в. (базовий варіант) та регулюванні ТСП. Розрахунки показали, що для комплексного поліпшення показників токсичності і паливної екологічності доцільно включити охолодження поршнів тільки при досягненні $\bar{p}_e = 0,92$ на всьому діапазоні частот обертання колінчастого валу.

Наступним етапом була оцінка ефективності регулювання кута випередження подачі палива при постійно включеному охолодженні поршнів, а також комплексного керування кутом випередження подачі палива та ТСП.

Результати дослідження представлено в табл. 1 у вигляді розрахованих значень витрати палива та викидів шкідливих речовин, а також значень комплексного паливно-екологічного критерію для базового (нерегульованого) варіанту і різних варіантів, що передбачають застосування САР за термін експлуатації дизеля.

Таблиця 1 – Ефективність застосування різних варіантів сумісного керування

Варіанти сумісного регулювання керуючих факторів	$K_{\text{ПЕ}}$	$G_{\text{Пі}}$	$G_{\text{ШРпр}}$	G_{NOx}	$G_{\text{Тч}}$
	–	кг/експл.	кг/експл.	кг/експл.	кг/експл.
Базовий Θ без регулювання ТСП	0,006	90567,2	355082,3	304796,7	50285,6
Регулювання ТСП при незмінному Θ	0,006	90238,3	357124,5	308160,7	48963,8
Регулювання Θ без регулювання ТСП	0,0063	90880,6	342832,2	289727,2	53105,0
Сумісне керування Θ та ТСП	0,0073	90876,6	313432,2	265879,8	47552,4

Видно, що регулювання ТСП при постійному значенні кута випередження палива θ не приводить до відчутних змін параметрів оптимізації в порівнянні з базовим варіантом; регулювання θ при постійно включеному охолодженні дозволяє знизити емісію шкідливих речовин на 3,45%; при комплексному регулюванні ТСП і θ досягається значне поліпшення екологічних показників ДВЗ (на 11,7%) при незначному (0,34%) погіршенні паливної економічності за термін експлуатації дизеля.

Висновки. Вирішення задачі комплексного покращення техніко-економічних показників автомобільного дизеля на підставі запропонованого алгоритму порежимного пошуку оптимальних значень керуючих параметрів дозволило встановити можливі закони його керування.

Отримані результати свідчать про доцільність використання САР температурного стану поршня з метою комплексного покращення техніко-економічних показників автомобільного дизеля.

Сумісне використання зазначеної САР з сучасними паливними системами із електронним керуванням кутом випередження подачі палива значно збільшує ефект порівняно із індивідуальним використанням вищезгаданих систем.

Список літератури. 1. Чайнов М. Д. Вплив масляного охолодження на тепловий стан поршнів ДВЗ / М. Д. Чайнов, Л. Л. М'яков, А. В. Кареньков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2005. – № 2. – С. 66–70. 2. Минак А. Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршнем : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» – Харьков, 1982. – 21 с. 3. Шеховцов А. Ф. Исследование теплового состояния поршня тракторного дизеля : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» – Харьков, 1978. – 47 с. 4. Вейнблат М. Х. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля / М. Х. Вейнблат, В. Ю. Быков // Двигателестроение. – 1985. – № 6. – С. 20–21. 5. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 6. Матвеев В. В. Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания / В. В. Матвеев, В. Т. Турчин, В. А. Пылев [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. № 21. – С. 29–33. 7. Матвеев В. В. Оценка влияния двухступенчатого масляного охлаждения поршня на его ресурсную прочность / В. В. Матвеев, В. А. Пылев, В. Т. Коваленко [и др.] // Решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: науч.-техн. конф. 5-е Луканские чтения, 14 марта, 2011 г.: тезисы докл. – М.: МАДИ, 2011. – С. 137. 8. Пильов В. О. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В. О. Пильов, О. М. Клименко // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 14 (1057). – С. 83–88. 9. Volkswagen Technical Site. Двигатели Audi TFSI 1,8 л и 2,0 л семейства EA888 (поколение 3) [Електронний ресурс]. – Режим доступу. http://vwts.ru/ppp/ppp_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf. 10. Пильов В. О. Экспериментальне дослідження впливу регулювання теплового стану поршня на показники дизеля / В. О. Пильов, О. М. Клименко, С. В. Обозний // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2014. – № 2. – С. 24–27. 11. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с. 12. Harrington E. C., Jr. The Desirability Function / E. C. Harrington // Industrial Quality Control. – 1965. – № 21

(10). – Р. 494–498. 13. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. – Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с.

Bibliography (transliterated): 1. Chaynov M. D. Vplyv maslyanoho okhолоdzhennya na teplovyy stan porshniv DVZ / M. D. Chaynov, L. L. Myahkov, A. V. Karen'kov // Dvyhuny vnutrishn'oho z'horyannya. – 2005. – No 2. – P. 66–70. 2. Minak A. F. Uluchshenie pokazatelej forsirovannogo traktornogo dizelja putem regulirovaniya masljanogo ohlazhdenija porshnem : avto-ref. dis. na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk : spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» – Kharkov, 1982. – 21 p. 3. Shehovcov A. F. Issledovanie teplovogo sostojanija porshnja traktornogo dizelja : avto-ref. dis. na soiskanie uch. stepeni dokt. tehn. nauk : spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» – Kharkov, 1978. 4. Veynblat M. X. Otkljuchenie ohlazhdenija porshnej na chastichnyh rezhimah rezerv uluchshenija jekspluatacionnyh pokazatelej forsirovannogo turboporshnevo dizelja / M. X. Veynblat, V. Ju Bykov // Dvigatelistroenie. – 1985. – No 6. – P. 20–21. 5. Rozenblit G. B. Teploperedacha v dizeljah / G. B. Rozenblit. – Moscow: Mashinostroenie, 1977. – 216 p. 6. Matveenko V. V. Vlijanie reguliruемого strujnogo masljanogo ohlazhdenija porshnja na resursnuju prochnost' kromki ego kamery sgoranija / V. V. Matveenko, V. T. Turchin, V. A. Pylev [i dr.] // Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Tematychnyy vypusk «Innovatsiyni doslidzhennya u naukovykh robotakh studentiv». – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2011. No 21. – P. 29–33. 7. Matveenko V. V. Ocenka vlijanija dvuhstupenчатого masljanogo ohlazhdenija porshnja na ego resursnuju prochnost' / V. V. Matveenko, V. A. Pylev, V. T. Kovalenko [i dr.] // Reshenija jenergojekologicheskikh problem v avtotransportnom komplekse: nauch.-tehn. konf. 5-e Lukaninskie chtenija, 14 marta, 2011. : tezisy dokl. – M. : MADI, 2011. – P. 137. 8. Pyl'ov V. O. Poperednya otsinka rezerviv pidviщennja resursnoji mitsnosti porshnja pry vykorystanni system avtomatychnoho rehulyuvannya yoho maslyanoho okhолоdzhennya / V. O. Pyl'ov, O. M. Klymenko // Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI». – 2014. – No 14 (1057). – P. 83–88. 9. Volkswagen Technical Site. Dvigateli Audi TFSI 1,8 l i 2,0 l semejstva EA888 (pokolenie 3). <http://vwts.ru/ppp/ppp_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf>. 10. Pyl'ov V. O. Eksperymental'ne doslidzhennja vplyvu reguljuvannya teplovogo stanu porshnja na pokaznyky dyzelja / V. O. Pyl'ov, O. M. Klymenko, S. V. Oboznyj // Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannya. – 2014. – No 2. – P. 24–27. 11. Pyl'ov V. O. Avtomatyzovane proektuvannya porshniv shvydkohidnyh dyzeliv iz zadanyim rivnem tryvaloї mitsnosti: Monografija. – Kharkiv: Vydavnychyj centr NTU «KhPI». – 2001. – 332 p. 12. Harrington E. C., Jr. «The Desirability Function.» *Industrial Quality Control* 21 (1965): P. 494–498. 13. Parsadanov I. V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: Monografija. – Kharkov: Izd. Centr NTU «KhPI», 2003. – 244 p.

Надійшла (received) 20.08.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Клименко Олександр Миколайович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант; тел.: (097) 901-74-77; e-mail: klim23051987@rambler.ru

Клюменко Олександр Миколайович – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", graduate student; тел.: (097) 901-74-77; e-mail: klim23051987@rambler.ru

Пильов Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння; тел.: (095) 612-73-58; e-mail: pylyov@meta.ua.

Пyl'ov Volodymyr Olexsandrovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Internal Combustion Engines; тел.: (095) 612-73-58; e-mail: pylyov@meta.ua.

Шульга Ігор Миколайович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (063) 876-86-65.

Shul'ga Igor Mykolajovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; тел.: (063) 876-86-65.

УДК 621.436

В.Ф. КЛИМОВ, А.П. МАРЧЕНКО, А.Ю. ФЕДОРОВ**ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ТА НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ
ТАНКА Т-72: СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ**

На основі аналізу літературних джерел в роботі описано і проаналізовано вирішення актуальної задачі модернізації вітчизняної бронетехніки на прикладі танка Т-72. Визначено втрати потужності дизеля силової установки в умовах об'єкту для танків потужністю 600 ± 25 кВт. Отримано параметри потужності силової турбіни дизеля 5ТДФМ в умовах відсутності протитиску у випускному колекторі. Отримано позитивні ефекти від модернізації танка Т-72 шляхом заміни штатного дизеля на дизель вітчизняного виробництва 5ТДФМ. Надано рекомендації щодо застосування для модернізації вітчизняної бронетехніки дизеля типу 5ТДФ.

Ключові слова: дизель, потужність, танк, система охолодження, питомий об'єм, теплота.

Актуальність

На часі актуальним питанням є модернізація та створення нової бойової техніки для задоволення потреб армії України та забезпечення експорту іншим країнам, де ця техніка має використання.

Забезпечення ефективності та підвищення технічного рівня танка Т-72, який є одним з розповсюджених в світі, суцільно пов'язано із модернізацією вузлів, систем, деталей. В першу чергу вона передбачає заміну силової установки, що забезпечує експлуатацію без обмеження за навантажувальними, швидкісними характеристиками та відведенням теплоти згоряння палива системою охолодження при найменших механічних втратах на забезпечення роботи систем та механізмів. Така модернізація повинна забезпечувати виконання відповідних вимог, що стосуються, наприклад, експлуатаційних показників танкової техніки, які визначають її тактико-технічні характеристики. В першу чергу – це запас ходу, стабільна робота дизеля в жорстких кліматичних умовах із зміною температур в діапазоні від мінус 50 до +50 °С [1], виключення людського фактору при керуванні роботою допоміжних систем дизеля.

Досягти відповідності сучасним показникам можливо шляхом вдосконалення основних систем і першочергово тих, що відповідають за надійну роботу силової установки. Тому наше дослідження присвячене системі охолодження дизеля (СОД). Підвищення потужності силової установки тягне за собою зростання кількості теплоти згоряння палива, яку необхідно відвести СОД. Тому при модернізації необхідним заходом є модифікація чи заміна елементів штатної СОД, якщо теплота, що відводиться системою охолодження після модернізації перевищує показники дизеля до модернізації.

Для бронетехніки, силовими установками якої є поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) найчастіше застосовують два типи СОД: ежекційну та вентиляторну. При порівнянні двох різних типів систем охолодження необхідно спиратися на об'ємні, масові, ефективні показники у складі з технікою на якій застосовується кожна з систем: ежекційна – танк Т-64, вентиляторна – танк Т-72 [2].

На танк Т-64 та його модифікації встановлюють дизель типу 5ТДФ, який є двотактним із поршнями, що рухаються назустріч, наддувом та силовою

турбіною. Для танка Т-72 передбачено встановлення дизеля типу В-46, V-подібного, чотирьохтактного із наддувом. Заміна штатного дизеля В-46 танка Т-72 обумовлена необхідністю ремонту силової установки внаслідок поломки, пошкодження чи у випадку вичерпання ресурсу дизеля. Це в свою чергу вимагає придбання деталей для двигуна за кордоном, що суттєво ускладнює їх імпорт сьогодні. Негативно відображається на вітчизняному двигунобудуванні купівля двигунів та запасних частин за кордоном, яка створює конкуренцію підприємствам України. Вирішення проблеми підтримки вітчизняного виробника і постачанням дизелів та деталей є використання вітчизняного дизеля типу 5ТДФ.

Мета дослідження

Виконано аналіз впливу на конструктивні, технічні, тактичні показники при зміні штатного дизеля танка Т-72 типу В-46 на вітчизняну модифікацію дизеля типу 5ТДФ. Аналіз конструкції виконано з метою надання рекомендацій щодо напрямку модернізації силової установки вітчизняної бронетехніки.

Основна частина

Визначальним параметром для військової бронетехніки є потужність силової установки в умовах об'єкту ($N_{e.об.}$), що враховує реальні умови експлуатації двигуна із наявністю втрат на привід механізмів та систем, а також втрат внаслідок опору впускного та випускного тракту. Порівняння двигунів за потужнісними й питомими показниками здійснюється, орієнтуючись на стендову потужність, яку вимірюють у нормальних умовах ($N_{e.см.}$):

- температура повітря на вході у двигун $t = 20$ °С;
- атмосферний тиск $p = 0,1$ МПа;
- опір повітря на вході у двигун $\Delta p = 0$;
- опір газів на виході з двигуна $\Delta p_o = 0$.

Врахування роботи дизеля в умовах об'єкту передбачає врахування втрат потужності при [3]:

а) опорі повітря на вході в компресор, обумовленого наявністю повітроочисника ($\Delta N_{нов.оч.}$) та конструктивними особливостями впускного тракту;

б) опорі газам на виході з дизеля що створюється від ежекторів системи охолодження або конструктивними особливостями випускного тракту ($\Delta N_{вип.тр.}$);

с) відборі частки повітря після компресора на

потреби об'єкта ($\Delta N_{\text{потреб.об.}}$);

d) наявністю привода вентилятора системи охолодження дизеля та бортових коробок передач ($\Delta N_{\text{вент.}}$);

e) підігріві повітря у повітря очиснику ($\Delta N_{\text{пов.очис.}}$);

f) приводі трансмісії танка ($\Delta N_{\text{тр.}}$).

Стендова та об'єктова потужності пов'язані залежністю, що враховує отримані вище втрати потужності:

$$N_{\text{е.об.}} = N_{\text{е.ст.}} - \Delta N_{\text{пов.оч.}} - \Delta N_{\text{вип.тр.}} - \Delta N_{\text{потреб.об.}} - \Delta N_{\text{вент.}} \quad (1)$$

За наведеною вище залежністю (1) виконано порівняльну оцінку втрат потужності в умовах об'єкту для досліджуваних дизелів (таблиця 1) типу В-46 у складі танка Т-72 та типу 5ТДФ у складі танка Т-64 БМ «Булат» [4, 5, 6].

Таблиця 1. Характеристика втрат у силових установках дизелів

Танк	Т-64 БМ "Булат"	Т-72
Дизель	5ТДФМ	В-46-6
$N_{\text{е.об.}}$, кВт	479,36	386,62
$N_{\text{е.ст.}}$, кВт	625	574
$\Delta N_{\text{пов.оч.}}$, кВт	11,7	11,7
$\Delta N_{\text{потреб.об.}}$, кВт	6,6	6,6
$\Delta N_{\text{пов.очис.}}$, кВт	6	15
$\Delta N_{\text{тр.}}$, кВт	66,19	66,19
$\Delta N_{\text{вип.тр.}}$, кВт	55,15	7
$\Delta N_{\text{вент.}}$, кВт	0	80,88
$\Delta N_{\text{сум.}}$, кВт	145,64	187,38

Аналіз втрат потужності на номінальному режимі роботи в умовах об'єкту для танка Т-64 БМ «Булат» і Т-72 визначив, що для дизеля типу 5ТДФ із СОД ежекційного типу втрати потужності в умовах об'єкту складають 145,64 кВт, а для танка Т-72 із дизелем В-46-6 та СОД вентиляторного типу складає 187,38 кВт. Для оцінки та надання рекомендацій щодо застосованого типу дизеля необхідно звернутися до оцінки за допомогою відносних показників.

Модернізація танка Т-72 на базі дизеля 5ТДФМ з потужністю в умовах стенду 625 кВт замість дизеля В-46-6 із потужністю 574 кВт підвищує об'ємну потужність моторно-трансмісійного відділення на 22,9 %, що за нашими розрахунками складає 240,4 кВт/м³, а питому витрату палива в умовах об'єкту дозволяє скоротити на 10 %. Новий дизель 5ТДФМ займає менший об'єм у моторно-трансмісійному відділенні танка Т-72, що дозволяє

споряджати бойову машину додатковими системами і механізмами не змінюючи конструкції бойової машини. При більшій потужності дизеля типу 5ТДФ відносні втрати в умовах об'єкту будуть меншими на 22,2 % порівняно з базовим.

Виконано розрахунок робочого процесу дизеля із силовою турбіною на номінальному режимі роботи, метою розрахунку було визначення втрат потужності при наявності протитиску у випускному колекторі, який створюється ежекторами СОД.

Для дизеля типу 5ТДФ основними параметрами, що впливають на потужність турбіни є її адіабатичний коефіцієнт корисної дії (η_T), механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) зубчастої передачі (η_M), режим роботи дизеля, що визначає витрату (G_T), тиск (p_T) і температуру (T_T) відпрацьованих газів перед турбіною та тиск (p_T) і температуру (T_T) відпрацьованих газів за турбіною.

Тиск відпрацьованих газів за турбіною визначається з врахуванням надлишкового тиску, що створюють ежектори СОД за залежністю (2):

$$p_T = p_0 + \Delta p_e \quad (2)$$

де, p_0 – атмосферний тиск, Па;

Δp_e – надлишковий тиск, що створюється ежекторам СОД, Па.

Ступінь пониження тиску в турбіні (3) безпосередньо впливає на показники потужності силової турбіни і залежить від параметрів газу до робочого колеса турбіни і за ним:

$$\pi_T = \frac{p_T}{p_0} \quad (3)$$

Потужність турбіни визначатиметься за [7]:

$$N_{\text{ет}} = \frac{k_T}{(k_T - 1)} \cdot R_T \cdot T_T \cdot \eta_T \cdot \eta_M \cdot G_T \cdot (1 - \pi_T^{\frac{1-k_T}{k_T}}), \quad (4)$$

де k_T – коефіцієнт адіабати для відпрацьованих газів;

R_T – універсальна газова стала, що дорівнює 287 Дж / кг · К.

За наведеними вище залежностями було визначено вплив зниження протитиску у випускному колекторі для дизеля типу 5ТДФ при роботі із системою охолодження вентиляторного типу, ефект від даних заходів дозволяє підвищити ефективну потужність турбіни на 6,5 %. При відмові від системи охолодження ежекційного типу на користь вентиляторної системи охолодження зниження протитиску у випускному колекторі, може забезпечити підвищення потужності силової установки на 12,7 кВт.

Ежекційна система проста у обслуговуванні, але практично не регулюється. Ефективність роботи ежекційної СОД напряму пов'язано із режимом роботи дизеля, і постійна геометрія перерізу сопел задає чітко визначений діапазон оптимальної

ефективності ежекційної СОД. Зміна режиму роботи дизеля є параметр, що регулює роботу системи охолодження ежекційного типу [8]. Така схема роботи є досить не ефективною, адже після накидання навантаження, необхідно щоб дизель забезпечував значну витрату повітря через сопла ежектора, для забезпечення сталого відведення теплоти від теплоносіїв у навколишнє середовище та попередження перегрівання силової установки танка.

З урахуванням недоліків та переваг ежекційних та вентиляторних СОД, нами було проаналізовано можливість об'єднати кращі характеристики танка Т-64 з ежекційною СОД та Т-72 з вентиляторною системою охолодження. Для цього в танк Т-72 запропоновано встановлення дизелю типу 5ТДФ і вентиляторну СОД.

Порівняння СОД за питомим об'ємом моторно-трансмійного відділу, для танка Т-72 із дизелем типу 5ТДФ виявило, що система охолодження матиме на 28,2 % менший питомий об'єм ніж із дизелем типу В-46. Оцінка теплоти виділеної на номінальному режимі роботи дизелем типу В-46 і відведена у охолоджуючу рідину складає 18 %, у масло 5 % [9] від теплоти підведеної при згорянні палива при температурі охолоджуючої рідини 80 °С. Так як для дизеля типу 5ТДФ застосовують високотемпературне охолодження із температурою охолоджуючої рідини 130 °С, то теплота відведена охолоджуючою рідиною є меншою порівняно із СОД традиційного типу, що застосована на дизелі типу В-46. Для дизеля типу 5ТДФ відведена теплота охолоджуючою рідиною складає 11 % і у масло 4 % від теплоти підведеної при згорянні палива [10], що у абсолютних одиницях для дизеля типу 5ТДФ теплота відведена у охолоджуючу рідину складатиме 175,8 кВт, для масла 63,9 кВт. Для дизеля типу В-46-6 теплота відведена у охолоджуючу рідину складатиме 297 кВт у масло 82,5 кВт. Відповідно до отриманих результатів, теплота, що відводиться із охолоджуючою рідиною є на 40 %, а із маслом на 22 % менша порівняно із базовим дизелем танка Т-72. А загальна теплота, що відведена у навколишнє середовище є меншою на 36 %. Менша кількість теплоти від згоряння палива, при незмінній продуктивності елементів системи охолодження дозволяє залишити без значних конструктивних модифікацій штатну СОД вентиляторного типу.

У зв'язку з тим, що ефективність роботи СОД збільшена на третину дизель буде переохолоджуватися, особливо на часткових режимах роботи. Це в свою чергу негативно впливатиме на температурний стан деталей. Зменшення температури стінок циліндрів призведе до зростання корозійної активності сірки, що міститься у маслі та паливі. А отже це призведе до прискорення зносу циліндрів і зменшенню ресурсу двигуна в цілому. Переохолодження деталей двигуна призводить до зниження індикаторного, механічного ККД та збільшення витрати палива дизелем.

Недоліком штатного приводу вентилятору СОД є жорсткий механічний зв'язок з дизелем через редуктор, що перемикає вентилятор між трьома

режимами роботи [11], в результаті нерівномірності обертання колінчастого валу, та швидких змін режимів роботи дизеля виникають навантаження на колесо ротора вентилятора, що компенсуються муфтою. Схема роботи приводу вентилятора з механічним зв'язком із колінчастим валом призвела до обмеження керування та неможливості ефективного регулювання системи охолодження.

Відомо приклади застосування гідроприводу із термостатичним керуванням на бронетехніці, та широко розповсюдженого у автомобілях електричного приводу вентилятора системи охолодження, що забезпечує значну економію потужності на часткових навантаженнях [6].

Застосування регулювання роботи системи охолодження забезпечить покращення ефективних параметрів дизеля, а відсутність механічного зв'язку із колінчастим валом дозволить позбутися муфти, яка є демпфером коливань. Застосування електронного керування вимагатиме забезпечення герметизації відсіку силової установки, що є позитивним заходом, котрий дозволить забезпечити стабільний перетин водних перешкод без перегрівання дизеля, як це відбувається при русі на танка із базовим дизелем та штатною СОД без модифікацій.

Отже, нами рекомендовано застосування системи охолодження вентиляторного типу. Серед головних переваг вона має можливість застосування автоматизованого регулювання температурного стану дизеля, виключаючи людський фактор при керуванні системою охолодження та зменшуючи навантаження на механіку водія при водінні бойової машини. Система охолодження вентиляторного типу забезпечуватиме стабільну роботу дизеля на рівні базового дизеля із можливістю до подальшого форсування. Застосування високотемпературної СОД внаслідок збільшення термічного перепаду між теплоносіями дозволить підвищити ефективність охолодження в умовах жаркого клімату.

Забезпечення технічного рівня модернізованої силової установки із дизелем типу 5ТДФ потребує впровадження системи автоматичного регулювання температурним станом дизеля. Рух бойової машини пов'язано із зміною режимів роботи дизеля, навантаження, робочих температур, параметрів навколишнього середовища. Для підвищення технічного рівня і виключення людського фактору при керуванні системою охолодження дизеля запропоновано впроваджувати для танка Т-72 вентиляторну систему охолодження із електричним проводом та системою регулювання. Забезпечення автоматизованого регулювання температурного стану дизеля, шляхом керування частотою обертання електродвигуна ротора вентилятора дозволить виключити людський фактор при роботі системи охолодження, механік-водій не відволікатиметься від керування бойовою машиною для зміни режиму роботи вентилятора системи охолодження подібно базової машини, буде зменшено механічні втрати на привід механізмів та систем танка, покращено паливну економічність на часткових режимах.

При використанні дизеля типу 5ТДФ більшої потужності сумісно із системою охолодження вентиляторного типу за нашими оцінками позитивні аспекти будуть збільшені.

Висновки

1. Модернізація техніки, що проектувалась за радянських часів необхідно виконувати шляхом заміни штатного дизеля В-46-6 на більш потужний вітчизняний дизель 5ТДФМ.

2. Забезпечення необхідного теплового стану дизеля на модифікованій бронетехніці можливе при застосуванні регулювання системи охолодження.

3. Визначено переваги застосування системи охолодження вентиляторного типу.

Список літератури: 1. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов – Х. : НТУ «ХПІ», 2004. – 491 с. 2. Безлюдько А. В. Устройство и эксплуатация бронетанкового вооружения: учебное пособие в 2 частях. Часть 1 : Устройство танка Т-72Б / А. В. Безлюдько [и др.] – Минск: БНТУ, 2014 – 375 с. 3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 2 : Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов – Х. : НТУ «ХПІ», 2004. – 365 с. 4. Двигатели В-46 и В-46-6. Техническое описание. / М:Воен. Издат., 1983. – 136 с. 5. Оборонно-промышленный комплекс Украины. Продукция и услуги. [Электронный ресурс] / Государственная компания «Укрспецэкспорт». – Режим доступа: http://catalog.use.kiev.ua/index.php?page=catalog&cat_id=37&view=product&id=373 6. Теория и конструкция танка. Том 4 : Вопросы проектирования танковых силовых установок. – М. : Машиностроение, 1984, – 348 с. 7. Байков Б. П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. / Б. П. Байков, В. Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч – Л., «Машиностроение»,

1975, – 200 с. 8. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер – 3-е изд., [перераб.] – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 9. Ефимов С. И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др]; Под общ. Ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: 1985. – 456 с., ил. 10. Отчет ХКБД по определению параметров теплоотдачи двигателя 457МА-1 № 244. 11. Танк Т-72А. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн.2 ч.1 М.: Воен. Издат. 1989. – 509 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishn'oho z-horyannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. Vol.1 : Rozrobka konstruktсий forsovanykh dvyhunyv nazemnykh transportnykh mashyn. / A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov – Kharkiv: NTU "KhPI", 2004. – 491 p.* 2. *Bezljud'ko A. V. Ustrojstvo i jekspluatacija bronetankovogo vooruzhenija: uchebnoe posobie v 2 chastjah. Chast' 1 : Ustrojstvo tanka T-72B / A. V. Bezljud'ko [i dr.] – Minsk: BNTU, 2014 – 375 p.* 3. *Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishn'oho z-horyannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. Vol. 2 : Dovodka konstruktсий forsovanykh dvyhunyv nazemnykh transportnykh mashyn. / A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov – Kh.: NTU "KhPI", 2004. – 365 p.* 4. *Dvigateli V-46 i V-46-6. Tehniceskoe opisanie. / Moscow:Voen. Izdat., 1983. – 136 p.* 5. *Oborono-promyshlennyj kompleks Ukrainy. Produkcija i uslugi. Gosudarstvennaja kompanija «Ukrspetsjeksport», Web. 31 August 2015 <http://catalog.use.kiev.ua/index.php?page=catalog&cat_id=37&view=product&id=373>* 6. *Teorija i konstrukcija tanka. Vol. 4 : Voprosy proektirovanija tankovyh silovyh ustanovok. – Moscow : Mashinostroenie, 1984, – 348 p.* 7. *Bajkov B. P. Turbokompressory dlja nadduva dizelej. Spravochnoe posobie. / B. P. Bajkov, V. G. Bordukov, P. V. Ivanov, R. S. Dejch – L., «Mashinostroenie», 1975, – 200 p.* 8. *Sokolov E. Ja. Strujnye apparaty / E. Ja. Sokolov, N. M. Zinger – 3-e izd., [pererab.] – Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. – 352 p.* 9. *Efimov S. I. Dvigateli vnutrennego sgoranija: Sistemy porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej. Uchebnik dlja VUZov po special'nosti «Dvigateli vnutrennego sgoranija» / S. I. Efimov, N. A. Ivashhenko, V. I. Ivin [i dr]; Pod obshh. Red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. – 3-e izd., pererab. i dop. – Moscow: 1985. – 456 p., il.* 10. *Otchet KhKBD po opredeleniju parametrov teplootdachi dvigatelja 457MA-1 №244.* 11. *Tank T-72A. Tehniceskoe opisanie i instrukcija po jekspluatácii. Kn.2nd part 1 Moscow: Voen. Izdat. 1989. – 509 p.*

Надійшла (received) 04.08.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Клімов Віталій Федорович – професор кафедри колісні та гусеничні машини Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, тел. : (057)700-40-34, e-mail : marchenko@kpi.kharkov.ua

Федоров Андрій Юрійович – аспірант, кафедра двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, тел. : 066-246-38-83, e-mail : smax.kh@gmail.com.

УДК 539.3

Ю.В. КОСТЕНКО**ПЕРЕМЕННАЯ МАССА ЭЛЕМЕНТОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ: МОДЕЛИ И ЧИСЛЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**

Изменение массы технологического груза для виброударных машин является достаточно частым явлением. В случае, когда массы тел являются соизмеримыми, а количество утраченной массы – значительным, то существенным образом меняются и параметры системы. Происходит изменение спектра собственных частот колебаний и в некоторых случаях – характера колебаний. В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы технологического груза на характер динамических процессов, проводится сравнение временных распределений перемещений при различных характерах изменения. Приводится уточненное описание подхода, ставящего в зависимость количество утрачиваемой массы технологического груза от диссипированной энергии.

Ключевые слова: виброударная машина, динамические процессы, переменная масса, характер изменения массы, диссипируемая энергия, метод Рунге-Кутты.

Введение. Виброударные машины достаточно широко используются в настоящее время. Для их анализа обычно используют расчетную модель в виде двухмассовой системы. Решение для системы уравнений ищется путем интегрирования системы дифференциальных уравнений движения. Контактная сила ударного взаимодействия обычно представляется в виде зависимости от относительной скорости и величины взаимного сближения (внедрения друг в друга) двух взаимодействующих тел [1–9].

В большинстве случаев параметры системы – массы тел, жесткости связей, вязкости представляются как постоянные в ходе интегрирования разрешающей системы уравнений. Такая постановка для случая, когда один из элементов системы имеет изменяемую массу, является упрощением, которое позволяет сделать описания процессов менее громоздкими и сложными, но при этом увеличивает степень несоответствия между моделью и реальным объектом. Это означает, что по результатам такого поиска можно получить характер динамического процесса лишь для какого-то конкретного набора параметров, который соответствует определенному моменту времени, а не всему временному промежутку. В случае малого изменения параметра влияние может быть несущественным, и пренебрежение им является допустимым, однако для случаев, когда параметры меняются значительным образом, их целесообразно учитывать для обеспечения адекватности и точности результатов. Данная задача нашла свое частичное решение в работах [8, 10].

Задача о моделировании динамических процессов в виброударных системах с частичным разрушением технологического груза была поставлена в статье [7]. Виброударная система описывается системой уравнений (1). Решение для системы дифференциальных уравнений движения находится методом численного интегрирования методом Рунге-Кутты системы уравнений.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{w}_1 + C_1 \dot{w}_1 + H_1 w_1 + A \sin \omega t + m_1 g + F = 0 \\ m_2 \ddot{w}_2 + m_2 g - F = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где w_1 и w_2 – с точностью до направления перемещения тел 1 и 2 с массами m_1, m_2 (возможно

внедрение тел друг в друга в результате локального их деформирования в зоне контакта); C_1, H_1 – коэффициенты жесткости и вязкости системы подпрессоривания тела 1; A, ω – амплитуда и круговая частота внешней возбуждающей гармонической силы; g – ускорение свободного падения [1].

Представление силы ударного взаимодействия F более подробно описано в работе [7]. Описание изменения массы по заранее заданной функции (линейный и кусочно-линейный характер) представлено в статье [8]. В работе же [10] предлагается подход для описания характера изменения массы в зависимости от количества диссипированной энергии. При этом вводится коэффициент (K_e), определяемый из экспериментов (отражает физико-механические свойства материала кома и условия его изготовления). Он вводится как усреднённая постоянная для всего процесса взаимодействия, но, как можно предположить, сопротивляемость материала кома к разрушению может изменяться со временем. Таким образом, для описания этого можно использовать набор значений $K_e(2)$.

$$K_e = \begin{cases} K_e^1 = \tau_1 \\ \dots\dots\dots, i = 1, 2, 3 \dots n \\ K_e^i = \tau_i \end{cases} \quad (2)$$

В результате, можно задавать различную сопротивляемость разрушению для различных этапов выбивки (большая часть массы технологического груза утрачивается в начале или в конце технологического процесса).

В качестве тестовой задачи рассмотрим случай для той же двухмассовой виброударной системы, что и в предыдущей работе [10]. При этом коэффициент K_e будет подобран таким образом, чтобы на начальных ударах количество утраченной массы было больше, чем в случае, когда он постоянен.

Постановка задачи. Данная задача решается на основе тестовой виброударной системы. Рассматривается двухмассовая виброударная система, описанная в [1], со следующими параметрами:

$m_1 = 15960$ кг, $m_2 = 5000$ кг, $C = 5280$ кН/м,
 $H = 127680$ Нс/м, $A = 293$ кН, $\nu = 16$ Гц,
 $C_{add} = 870$ кН/м. Рассматривается процесс

длительностью 120 с, которым соответствует 40000 шагов численного интегрирования, что обеспечивает 333 шага на 1 секунду рассматриваемого процесса.

В результате численного интегрирования системы дифференциальных уравнений движения (1) методом Рунге-Кутты с нулевыми начальными условиями, получаем временные распределения для характера постепенного изменения массы технологического груза.

Математическая модель. В работе используется система дифференциальных уравнений (1). Функция, описывающая вид силы ударного взаимодействия является негладкой. Получение аналитического решения для многомассовых систем является достаточно трудоемким и сложным процессом. По этой причине для решения данной задачи используется метод прямого численного интегрирования системы дифференциальных уравнений по методу Рунге-Кутты [11], который программно реализован в различных пакетах компьютерной алгебры, в том числе и в Maple, который был использован для решения данной задачи.

Результаты расчетов. Варьирование K_e проводилось таким образом, чтобы $K_e \max = 10 \cdot K_e$, а $K_e \min = 0,1 \cdot K_e$. На рисунке 1 представлен график, на котором отображена зависимость изменения массы в зависимости от диссипированной энергии для текущего значения коэффициента K_e , а также характер изменения массы первую секунду процесса.

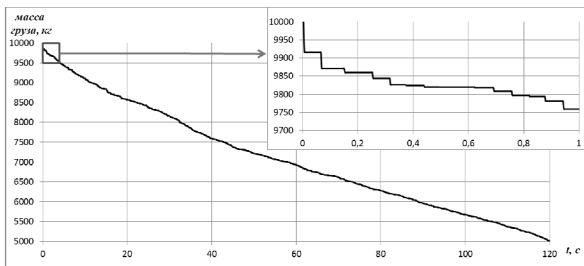


Рис. 1 – Изменение массы технологического груза на интервале 120с

Сравнение временного распределения изменения массы в зависимости от диссипации энергии с линейным характером изменения массы технологического груза представлено далее на рисунках 2-3 (K_e – кривая, описывающая изменение массы в зависимости от диссипированной энергии; Linear – кривая, описывающая изменение массы по линейной зависимости от времени).

Как можно увидеть из них, различия в характерах изменения массы являются более существенными, чем полученные в работе [10].

Затем было проведено варьирование величины коэффициента K_e в стороны уменьшения и увеличения. Для этого были использованы множители [0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8] для уменьшенных значений и

множители [1, 2, 4, 6, 8, 10] – для увеличенных. Уменьшенные значения коэффициента K_e позволяют моделировать более медленное разрушение технологического груза, на рассматриваемом временном интервале, в сравнении с базовым значением, а увеличенные – случай скоротечной утраты массы. На рисунках 4-7 приведено сравнение временных распределений изменения массы для различных значений коэффициента K_e в сравнении с первоначальной его величиной, аналогичное представленному ранее в работе [10].

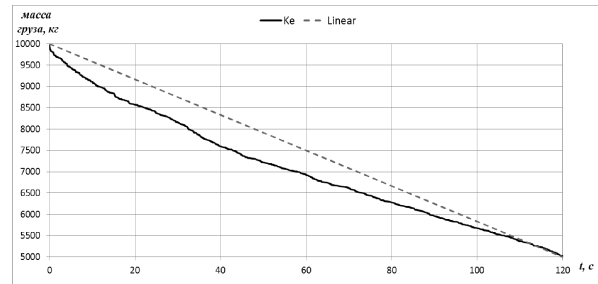


Рис. 2 – Сравнение характеров изменения масс, при различных способах задания

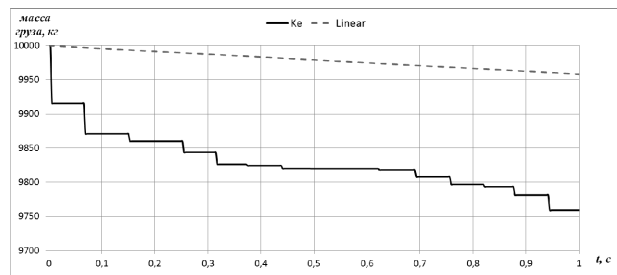


Рис. 3 – Сравнение характеров изменения масс, при различных способах задания

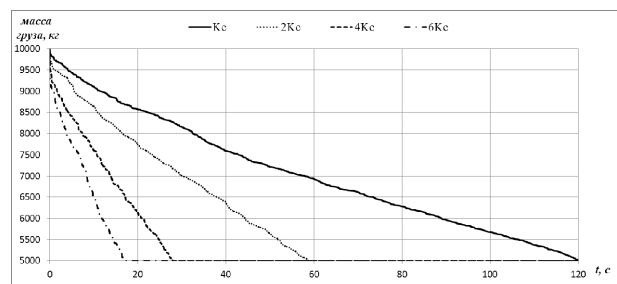


Рис. 4 – Сравнение характеров изменения масс при увеличении K_e

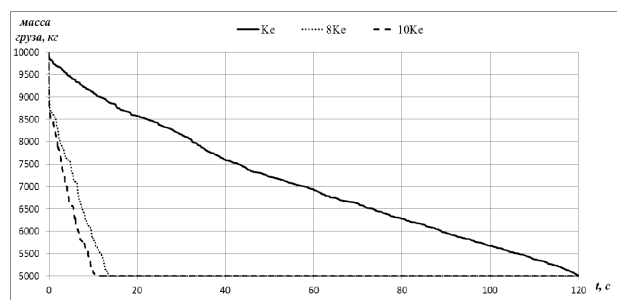


Рис. 5 – Сравнение характеров изменения масс при увеличении K_e

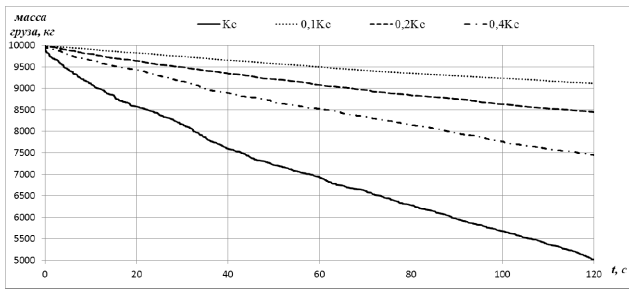


Рис. 6 – Сравнение характеров изменения масс при уменьшении K_e

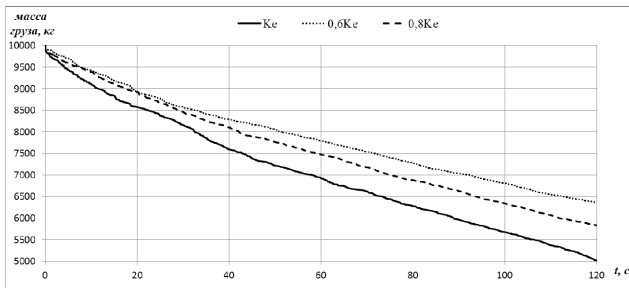


Рис. 7 – Сравнение характеров изменения масс при уменьшении K_e

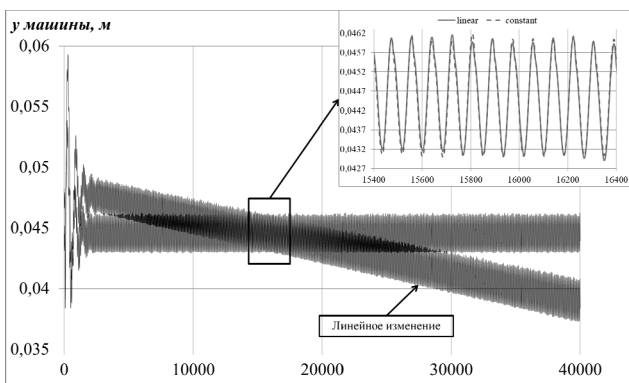


Рис. 8 – Сравнение характеров вертикальных перемещений во времени при постоянной массе и изменяемой линейно

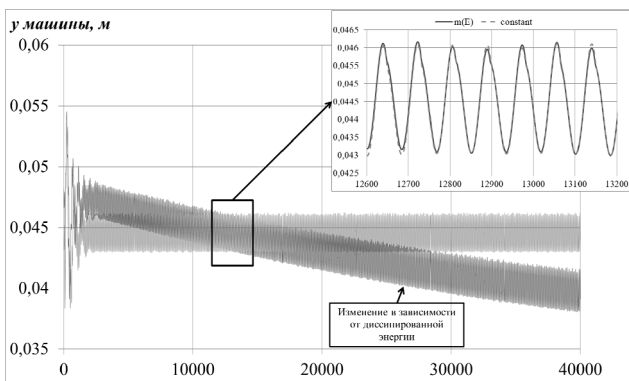


Рис. 9 – Сравнение характеров вертикальных перемещений во времени при постоянной массе и изменяемой в зависимости от диссипируемой энергии

Проведем сравнения временных распределений перемещений одного из тел. На рис. 8 представлены перемещения корпуса виброударной машины для случаев с постоянной массой технологического груза

и изменяемой по линейному закону. Результаты представлены на временном интервале 30с.

Проведем аналогичное сравнение для случаев постоянной массы и массы, убывающей в зависимости от диссипированной при ударе энергии (рис. 9). Также, для большей наглядности, на рисунках 10-11 представлены распределения перемещений на одном периоде колебаний. Необходимо при этом отметить, что относительно начала рассматриваемого процесса, это разные моменты времени (как показано на рис. 8-9).

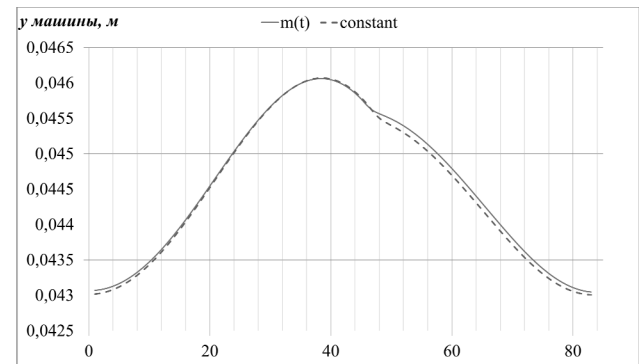


Рис. 10 – Сравнение характеров вертикальных перемещений во времени на одном периоде при постоянной массе и изменяемой линейно от времени

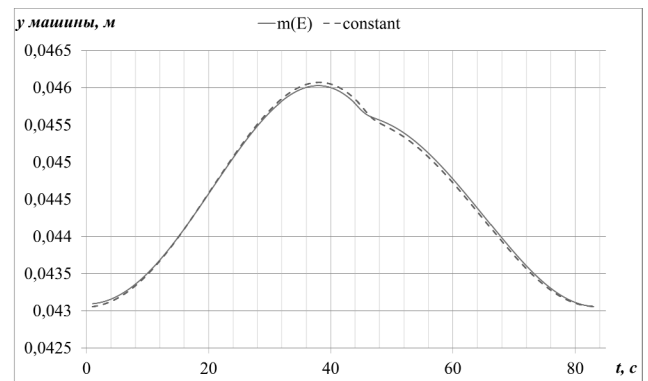


Рис. 11 – Сравнение характеров вертикальных перемещений во времени на одном периоде при постоянной массе и изменяемой в зависимости от диссипируемой энергии

Как можно увидеть из рисунков 8-9 и 10-11, характер процесса, что для первого, что для второго случая весьма схож с точки зрения попарного сравнения временных распределений перемещений корпуса машины. Это объясняется достаточной длительностью процесса постепенного убывания массы технологического груза в сравнении с периодом от удара до удара.

Анализ результатов. На основании результатов, полученных в ходе описанных в работе исследований, можно утверждать, что в целом, несмотря на увеличение различий в характере изменения массы в сравнении с результатами более ранней работы [10], общий характер изменения перемещений не претерпевает значимых изменений. Таким образом, можно предположить, что в ряде случаев закон изменения массы технологического груза, может быть

для упрощення представлений як залежність від часу в лінійному вигляді.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити наступні висновки:

1) В роботі було запропоновано підхід для урахування різної опоруваності піщано-глинистої суміші до руйнування внаслідок ударного впливу на різних етапах технологічного процесу.

2) Отримані криві, що описують зміну маси при різних значеннях K_e , і наведено їх порівняння для зменшених і збільшених значень коефіцієнта K_e в порівнянні з його базовою величиною.

3) Було проведено порівняння часових розподілів для переміщень корпусу віброударної машини при різних типах зміни маси (постійна маса і лінійно змінювана, що залежить від часу; постійна маса і змінювана, що залежить від дисипованої енергії). По результатам порівнянь часових розподілів для переміщень можна зробити висновок, що різниця є незначальною внаслідок достатньої тривалості розглянутого процесу і плавності зменшення маси. Внаслідок цього характер зміни маси може бути представлений в ряді випадків для упрощення в лінійному вигляді.

Дальніше вдосконалення методів розрахунку віброударних систем, зокрема поглиблення підходу з використанням змінних в часі параметрів, є об'єктом майбутніх досліджень.

Список літератури: 1. *Грабовський А. В.* О розрахунково-експериментальному моделюванні динамічних процесів в віброударних системах // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2009. – № 1. – С. 119-129. 2. *Грабовський А. В.* Методи і алгоритми верифікації сил ударного впливу в віброударних системах // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – Харків: УДАЗТ. – 2010. – № 3/9(45). – С. 42-46. 3. *Баженов В. А., Погорелова О. С., Постнікова Т. Г. і др.* Порівняльний аналіз способів моделювання контактної взаємодії в віброударних системах // *Пробл. міцності*. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 4. *Баженов В. А., Погорелова О. С., Постнікова Т. Г. і др.* Аналіз динаміки ударно-вібраційного майданчика при зміні його параметрів // *Пробл. міцності*. – 2008. – № 6. – С. 82-90. 5. *Ткачук Н. Н., Грабовський А. В., Ткачук Н. А.* Підхід до ідентифікації ударної моделі для віброударної системи // *Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія*. – Севастополь: СевНТУ. – 2010. – № 110. – С. 55-60. 6. *Вибрації в техніці: Справочник в 6 томах*. – М.: Машинобудування. – 1981. 7. *Ткачук Н. А., Грабовський А. В., Ткачук Н. Н., Костенко Ю. В., Артемов І. В.* Численне моделювання динамічних процесів в віброударних системах // «Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях, № 42, 2011. – С. 179-187.

8. *Костенко Ю. В., Ткачук А. В., Грабовський А. В., Ткачук Н. Н.* Зміна маси одного з компонентів і його вплив на характер динамічних процесів в віброударних системах: моделі і численні результати // «Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск: Машинознавство та САПР, № 1(975), 2013. – С. 71-85.

9. *Yu. Kostenko, M. M. Tkachuk, A. Grabovsky, M. A. Tkachuk* Subharmonic modes in vibroimpact systems // Pp. 83-86. The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013». Proceedings. June, 19-22, 2013, Sevastopol (Ukraine) [Ю. В. Міхлін, М. В. Перепелкін Нелінійна динаміка / Тезиси доповідей 4-ї Міжнародної конференції (19-22 червня, 2013 р., Севастополь). – Х.: Вид-во «Точка», 2013. – 444 с.]. 10. *Костенко Ю. В.* Вплив змінної маси на характер динамічних процесів в віброударних системах: моделі і численні результати // *Збірник наукових праць "Вісник НТУ "ХПІ": Транспортне машинобудування №22 (1065) - Вісник НТУ "ХПІ", 2014. - С. 96-105.* 11. *Форсайт Дж.* Машинні методи математических обчислень / Дж. Форсайт, М. Малькольм, К. Мулер. – М.: Мир, 1980. – 280 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Grabovskij A. V.* O raschetno-eksperimental'nom modelirovanii dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Kharkiv: NTU „KhPI”. – 2009. – No 1. – P. 119-129. 2. *Grabovskij A. V.* Metody i algoritmy verifikacii sil udarnogo vzaimodejstvija v vibroudarnykh sistemah // *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij*. – Kharkiv: UDAZT. – 2010. – No 3/9(45). – P. 42-46. 3. *Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G. i dr.* Sravnitel'nyj analiz sposobov modelirovanija kontaktного vzaimodejstvija v vibroudarnykh sistemah // *Probl. prochnosti*. – 2009. – No 4. – P. 69-77. 4. *Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G. i dr.* Analiz dinamiki udarno-vibracijnogo majdanchika pri zmini jogo parametriv // *Probl. prochnosti*. – 2008. – No 6. – P. 82-90. 5. *Tkachuk N. N., Grabovskij A. V., Tkachuk N. A.* Podhod k identifikacii udarnoj modeli dlja vibroudarnoj sistemy // *Visnik SevNTU. Mekhanika, energetika, ekologija*. – Sevastopol: SevNTU. – 2010. – No110. – P. 55-60. 6. *Vibracii v tehnikе: Spravochnik v 6 tomah*. – Moscow: Mashinovedenie. – 1981. 7. *Tkachuk N. A., Grabovskij A. V., Tkachuk N. N., Kostenko Ju. V., Artemov I. V.* Chislennoe modelirovanie dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah // «Visnik NTU «KhPI». Tem. vipusk: Matematichne modeljuvannya v tehnicі ta tehnologijah, No 42, 2011. – P.179-187. 8. *Kostenko Ju. V., Tkachuk A. V., Grabovskij A. V., Tkachuk N. N.* Zmienne massy odnogo iz komponentov i ego vlijanie na karakter dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah: modeli i chislennye rezultaty // «Visnik NTU «KhPI». Tem. vipusk: Mashinoznavstvo ta SAPR, No 1(975), 2013. – P. 71-85. 9. *Yu. Kostenko, M. M. Tkachuk, A. Grabovsky, M. A. Tkachuk* Subharmonic modes in vibroimpact systems // Pp. 83-86. The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013». Proceedings. June, 19-22, 2013, Sevastopol (Ukraine) [Ju. V. Mihlin, M. V. Perepelkin Nelinijna dinamika / Tezisi dopovidej 4-j Mizhnarodnoї konferencії (19-22 chervnja, 2013 r., Sevastopol)]. – Kharkov.: Vid-vo «Tochka», 2013. – 444 p.]. 10. *Kostenko Ju. V.* Vlijanie peremennoj massy na karakter dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah: modeli i chislennye rezultaty // *Sbornik nauchnyh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Transportnoe mashinostroenie No22 (1065) - Vestnik NTU "KhPI", 2014. - P. 96-105.* 11. *Forsajt Dz-h.* Mashinnye metody matematicheskikh vychislenij / Dz-h. Forsajt, M. Mal'kol'm, K. Moulер. – Moscow: Mir, 1980. – 280 p.

Поступила (received) 05.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Костенко Юрій Вікторович – молодший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» г. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com.

Kostenko Yuriy Victorovich – junior researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com.

УДК 378.147

Г.А. КРОТЕНКО, Е.И. ЗИНЧЕНКО, Е.А. ЯКИМЕНКО**ДИСТАНЦИОННОЕ И СМЕШАННОЕ ОБУЧЕНИЕ НА КАФЕДРЕ ТЕОРИИ И СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Предлагаются новые методические разработки для дистанционного и смешанного обучения с применением мультимедийных систем. Сделаны выводы о необходимости внедрения новых технологий в учебный процесс.

Ключевые слова: дистанционное обучение, смешанное обучение, мультимедийные системы, интерактивный контент, механизм, кинематическая схема.

Введение. Под дистанционным обучением понимается комплекс образовательных услуг, предоставляемых широким слоям населения в стране и за рубежом с помощью специализированной информационно-образовательной среды, базирующейся на средствах обмена учебной информацией на расстоянии [1].

В настоящее время дистанционное обучение является очень перспективной и привлекательной формой обучения студентов не только заочной, но и дневной формы обучения, оно является прямым следствием все большей информатизации современного общества.

Основная часть. На сегодняшний день дистанционное обучение не является традиционной формой обучения в большинстве ВУЗов Украины, предпочтение отдается контакту студента с преподавателем в виде лекций, практических, лабораторных занятий, а также в виде консультаций непосредственно на кафедрах и в аудиториях. Это и некий плюс, и некий минус. Все зависит от того, в каких конкретно обстоятельствах пребывает тот или иной студент. Рассмотреть, например, с точки зрения финансовой возможности. Любой человек, не обязательно студент, желающий пройти какие-либо курсы для повышения своей квалификации, может снизить стоимость обучения за счет широкой доступности к образовательным ресурсам. Также преподаватель, начинающий читать новые курсы, может формировать новый курс за счет комбинирования курсов, предоставляемых иными образовательными учреждениями. Касательно позиции студента, это возможность проходить обучение, не покидая места жительства, а также организовывать процесс обучения наиболее эффективным для себя образом. Очень хорошо работает дистанционное обучение для таких категорий населения, как людей с ограниченными возможностями, которые не могут посещать традиционные занятия в аудиториях, для других социально незащищенных слоев населения. Можно приводить еще много за и против такой системы обучения, но становится понятно, что в будущем она будет стремительно развиваться и переход к ней неизбежен. Уже сейчас в странах Европы и в Америке по этой системе работают около 70% ВУЗов. Поэтому сейчас вводится такое понятие как смешанная форма обучения, то есть некая переходная составляющая между традиционными методами и дистанционной формой. Такая форма включает в себя элементы очного и дистанционного обучения. В частности, в

нашем ВУЗе регулярно проходят семинары по смешанному обучению под руководством профессора Кухаренко В. Н. На этих семинарах было отмечено, что массовые открытые дистанционные курсы появились в 2011 году. На них также указана роль преподавателя в системе смешанного (гибридного) обучения: «это - художник в студии; консьерж; куратор; системный администратор».

Смешанная (гибридная) форма позволяет в процессе обучения совместить преимущества очной формы обучения, а также качественно организовать обучение с помощью средств телекоммуникаций, при котором субъекты обучения удалены друг от друга. Организация образовательного процесса таким образом предусматривает наличие учебного материала, возможности у преподавателя влияния на изучение студентом материала и осуществление поэтапного контроля его восприятия.

Существующие мультимедийные средства позволяют в разнообразном виде донести информацию до студента. При этом слушатель сам активно определяет характер и объем информации, а преподаватель может скорректировать процесс обучения [2].

В настоящее время идет сокращение аудиторных часов и увеличение часов на самостоятельную работу студентов. Но далеко не все студенты могут организовать себя на самостоятельную работу, особенно студенты заочной формы обучения. Посему преподаватели изыскивают различные способы заинтересовать студентов качественно и удобным для них способом изучать необходимый материал. Увеличение объема информации и недостаток лекционного времени ставят задачу более эффективного использования технических средств обучения [3].

Современные средства телекоммуникации, а также разработанные на кафедре ТММиСАПР учебные материалы (методические пособия, курсы лекций, обучающие фильмы и тесты) позволяют организовать качественную передачу знаний студентам всех форм обучения.

Читатели статьи должны понимать, что применение таких средств обучения является творческим делом и поэтому предложить готовые рекомендации, пригодные для всех условий и форм педагогической деятельности невозможно. Мы хотим лишь вкратце ознакомить читателя с тем, что непосредственно проводится на кафедре для современной подачи курса лекций по дисциплине «Теория механизмов и машин».

Поскольку считаем, что наглядность есть одним из важных условий повышения эффективности учебного процесса и она позволяет в кратчайшее время сообщить аудитории необходимый объем информации, то достигать этой наглядности решили с помощью такой бурно развивающейся области информатики как мультимедиа. Продукты мультимедиа применяют многообразные разновидности информации: компьютерные данные, теле- и видеoinформацию, речь и музыку. Такое объединение ведет к использованию разнообразных технических устройств регистрации и воспроизведения информации, допускающих управление от компьютера телевизором, видеомагнитофоном, аудиосистемой, проигрывателем компакт-дисков (CD), магнитофоном и электронными музыкальными инструментами [1]. При чтении курса лекций по ТММ учебная информация подается студентам в виде текста, в речевой форме, с видеосюжетом. Конечно же, записи на доске, вычерчивание схем и рисунков требуют затрат времени. Но такой вариант, если его сравнивать с заранее вычерченными схемами, имеет то преимущество, что позволяет вычерчивать схемы по отдельным элементам, отдельным этапам, комментируя их по мере применения, таким образом побуждая студентов постепенно записывать их в тетрадь и повышая интерес к излагаемому материалу. Благодаря программе Macromedia Flash 8 преподавателям кафедры ТММиСАПР, читающим курс ТММ, удалось внедрить в учебный процесс некие элементы дистанционного и смешанного обучения.

Как известно, Macromedia Flash 8 – это промышленный стандарт для работы с интерактивным контентом. Это наиболее передовая среда для создания насыщенных диалоговых веб-сайтов, цифрового видео и анимации. Это программа хорошего качества и удобного формата. Такие форматы как swf и flv считаются самыми оптимальными, так как имеют хорошее качество и за счет малого веса быстро загружаются в интернете. Благодаря Macromedia Flash 8 можно создать красивую и качественную рекламу, видео презентацию, интерактивный урок. Также программа используется при создании flash-сайтов.

С Macromedia Flash 8 проектируют и создают богатый, интерактивный rich-media контент с элемен-

тами видео, графики и мультипликации для уникальных и привлекательных веб-сайтов и презентаций. С программой могут работать как творческие профессионалы, так и новички, она многофункциональна и очень проста в освоении и работе. На сегодняшний день широко применяют использование Flash объектов обычные и функциональные рекламы, flash дизайн сайта, flash приложения и даже игры.

Был создан фильм о работе механизмов, анализ и синтез которых изучается в курсе теории механизмов и машин. Почему на повестку дня стал такой вопрос? Всем известно, что ТММ является базовой дисциплиной для студентов всех машиностроительных специальностей. Знания по ТММ используются при проектировании механизмов и машин. Однако, зачастую студенты, приступая к изучению данного предмета, даже не представляют характер движения звеньев механизмов, не говоря уже о принципе работы всего машинного агрегата. Поэтому очень важна наглядность при изложении учебного материала. На базе кафедры ТММиСАПР с целью улучшения восприятия студентами характера движения звеньев механизма создан ролик, показывающий работу поперечно-строгального станка. На примере этого станка разработан пакет наглядных материалов, включающий в себя процесс работы станка, программу по построению структурной и кинематической схем механизма, а также кинематический анализ рычажного механизма.

Программа Macromedia Flash 8 позволяет неоднократно возвращаться к каждому этапу решения задачи. Описание решения задачи представляется в виде текста, озвучивания и визуального изображения пошагово. Построение схем анимированное, а не просто наложение шагов. Ниже представлен пример построения кинематической схемы рычажного механизма поперечно-строгального станка.

На рисунке 1 изображен скриншот экрана компьютера начала решения задачи построения кинематической схемы рычажного механизма поперечно-строгального станка.

На экране поэтапно появляются необходимые исходные данные для построения схемы и звенья рычажного механизма.

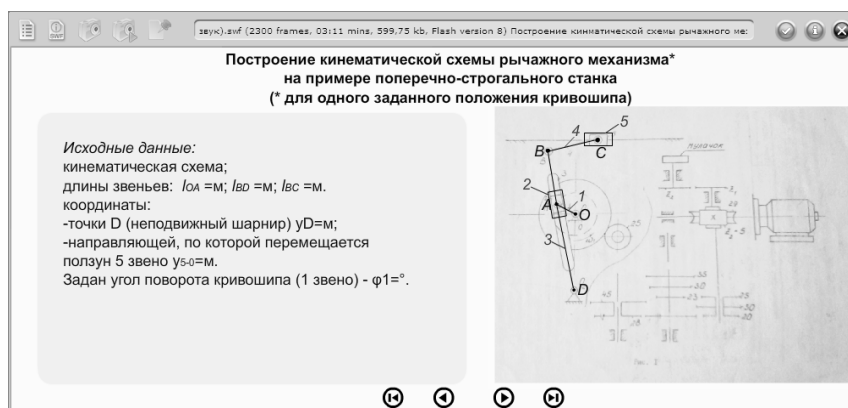


Рис. 1 – Скриншот с экрана компьютера начала решения задачи построения кинематической схемы рычажного механизма поперечно-строгального станка.

На рисунке 2 представлены скриншоты с изображением поэтапного решения задачи. Рисунок на поле построения схемы появляется в виде анимации. При необходимости студент может приостановить построение в любой момент, включить или

отключить звуковое сопровождение с пояснениями преподавателя о происходящем на экране. По окончании построения схемы механизм показывается в движении.

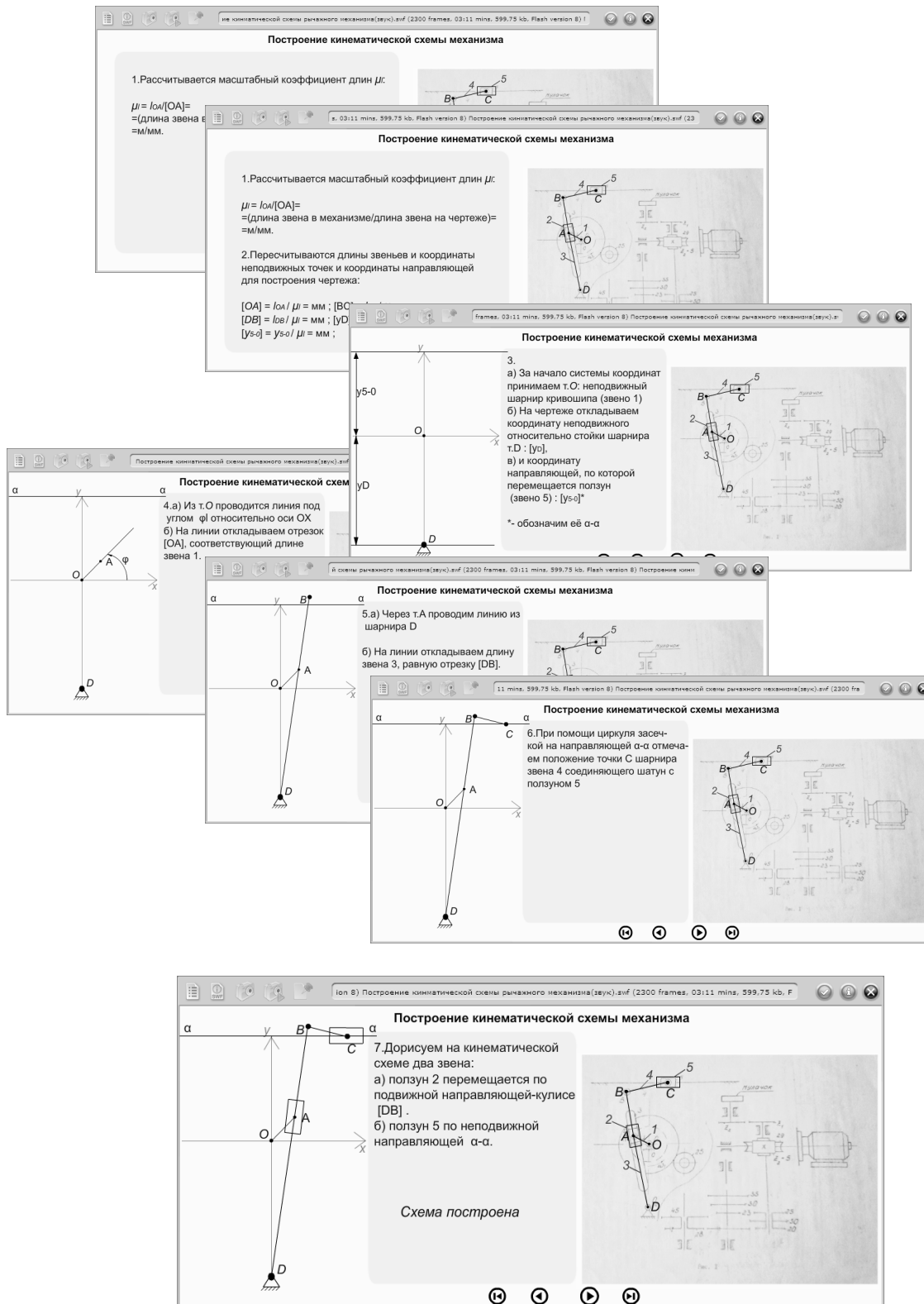


Рис. 2 – Скриншоты экрана компьютера с изображением поэтапного решения задачи.

В такой же форме на кафедре подготовлен методический материал по построению структурной схемы механизма и его кинематический анализ: построение плана скоростей и ускорений.

Также готовится к выпуску фильм «Курс лекций по теории механизмов и машин», который позволит продолжить изучение курса ТММ по дистанционной и смешанной форме обучения.

Как показывает практика, применение таких методов обучения при проведении занятий со студентами всех форм обучения, а также при самостоятельной работе студентов, повышает качественную успеваемость.

Выводы. Слово “инновация” имеет латинское происхождение и обозначает обновление, изменение, введение новизны. Применительно к учебному процессу инновация обозначает введение нового в цели и содержание образования, в методы и формы обучения [1]. К сожалению, педагогические новшества недостаточно интенсивно применяются в практике работы кафедр. Отсутствие определенной морально-психологической обстановки, нацеленной на педагогическое творчество, приводит к отсутствию инновационной среды, что не дает возможности должным образом развиваться преподавательскому мастерству. Что уже остается говорить о студенте, у которого нет никакой мотивации к освоению нового? Поэтому необходимо позаботиться о более современном техническом оснащении: обновлении стендов, лабораторных установок и других устройств обучения.

Эффективность применения любых технических средств обучения зависит от квалификации преподавателя и умения применять их для достижения конкретных педагогических целей. Любой вид инновационного обучения должен пробуждать в первую очередь заинтересованность преподавателя, так как является хорошей возможностью личностного и профессионального роста.

Список литературы: 1. *Товажнянский Л. Л.* Основы педагогики высшей школы / *Л. Л. Товажнянский, А. Г. Романовский, В. В. Бондаренко [и др.]*. – Х.: НТУ «ХПИ», 2005. – 600 с. 2. *Зинченко Е.И.* Возможности реализации смешанного обучения на кафедре теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин / *Зинченко Е.И., Кротенко Г.А.* // Информатичні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXIII міжнародної науково-практичної конференції, Ч. 1 – Х. : НТУ «ХП». – С. 170. 3. Методические рекомендации к изучению курса “Теория машин и механизмов” / Сост. В.Я. Белоусов, Ю.Н. Лифанов, Б.В. Сверида. – Киев.: УМК ВО, 1988. – 52 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Tovazhnyanskiy L. L.* Osnovy pedagogiki vysshey shkoly / *L. L. Tovazhnyanskiy, A. G. Romanovskiy, V. V. Bondarenko [i dr.]*. – Kharkov: NTU «KhPI», 2005. – 600 p. 2. *Zinchenko E.I.* Vozmozhnosti realizatsii smeshannogo obucheniya na kafedre teorii i sistem avtomatizirovannogo proektirovaniya mehanizmov i mashin / *Zinchenko E.I., Krotenko G.A.* // Informatsiyni tehnologiyi: nauka, tehnik, tehnologiya, osvita, zdorov'ya: Tezi dopovidей XXIII mizhnarodnoyi naukovo-praktichnoyi konferentsiyi, Ch. 1 – Kharkiv: NTU «KhPI». – P. 170. 3. Metodicheskie rekomendatsii k izucheniyu kursa “Teoriya mashin i mehanizmov” / Sost. V.Ya. Belousov, Yu.N. Lifanov, B.V. Sverida. – Kiev.: UMK VO, 1988. – 52 p.

Поступила (received) 14.08.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кротенко Галина Анатольевна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (066) 764-24-46; e-mail: krotenko.galina@gmail.com.

Krotenko Galina Anatoliivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of theory and systems of automated design of mechanisms and machines; тел.: (066) 764-24-46; e-mail: krotenko.galina@gmail.com.

Зинченко Елена Ивановна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (066) 719-99-53; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.

Zinchenko Olena Ivanivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of theory and systems of automated design of mechanisms and machines; тел.: (066) 719-99-53; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.

Якименко Елена Александровна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер-программист II категории ЦНИТ; тел.: (098) 592-83-85.

Yakimenko Olena Oleksandrivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", engineer programmer II category center of new information technologies; тел.: (098) 592-83-85.

УДК 614.84

М. О. МАКСИМОВА, І. П. Гречка

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІДБИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОМЕНЕВОГО ОПАЛЕННЯ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ПЕРЕГРІВУ ПОВЕРХНІ ТЕПЛОПРИЙМАЧА

Розглянуто рішення прямої задачі променевої теплопередачі для досягнення рівномірного нагріву поверхні шляхом моделювання перебігу відбитих теплових променів. Наведено результати роботи програми моделювання відбитих променів та їх аналіз. Встановлено параметри відбивальної системи у залежності від відомої форми відбивача. Також розглянуто перспективи подальших досліджень, які пов'язані з проектуванням систем променевого опалення за заданими вимогами.

Ключові слова: теплове випромінювання, рівномірний нагрів, відбивач, інтенсивність теплового потоку, променеве опалення.

Вступ. При розробці проектів променевого опалення промислових приміщень виникає задача, що пов'язана з досягненням рівномірного нагріву поверхні теплоприймача. Одним із можливих шляхів реалізації такої вимоги є моделювання перебігу відбитих теплових променів від поверхонь, що мають відбиваючі властивості. Вибір форми відбивача суттєво зв'язаний із технологічними можливостями його виробництва.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У попередніх дослідженнях [1, 2] показано, що деякі поверхні (зокрема циліндричні та синусоїдальні) можуть бути застосовані як відбивачі, але технологічними є такі, що мають синусоїдальну утворюючу [3]. Тому вибір геометричних параметрів поверхні, випромінювача та їх взаєморозташування є проблемою.

Постановка задачі. Метою цього дослідження є вибір параметрів відбиваючого листа та розташування випромінювача відносно нього.

Основна частина. Опалювання високих і великих за площею приміщень традиційним теплоповітряним способом є неекономічним, оскільки велика частина нагрітого повітря піднімається вгору, що приводить до додаткової втрати тепла через верхні перекриття, стіни, світлові отвори і ліхтарі.

Інфрачервоний випромінювач (ІКНГ) є *u*-образною трубою, з одного боку якої встановлений пальник, з другого боку витяжний вентилятор. Над трубою кріпиться відбивач з алюмінію. Принцип дії випромінювача полягає в тому, що гарячі продукти згорання газу, проходячи усередині труб, нагрівають їх до високої температури. Нагріті труби випромінюють тепло, яке відбивач спрямовує в робочу зону.

Якщо близько сидіти, то зігрітися можна, але з одного боку. Причому можна і перегрітися. Передбачається, що конструкція нагрівального елемента (за твердженням виробників) розроблена так, що унеможливує спалах предметів, що знаходяться в приміщенні. Прилади інфрачервоного опалювання входять в категорію «В» по протипожежній безпеці. При правильному розрахунку потужності, предмети, що знаходяться в приміщенні, нагріваються під впливом випромінювання до 25–27 °С залежно від теплопровідності. Але доводиться зустрічатися з думкою, що нагрів навіть до такої мирної температури не є безпечний для обладнання та

комфорту людини. Як зробити випромінювання м'якшим, розсіяним, комфортним? Розподілити потік випромінювання по поверхні допомагають оптичні відбивачі.

Як джерело нагрівання у системі поверхонь будемо використовувати генератор випромінювання, а як приймач тепла оберемо смугу на площині. При цьому передбачається, що елементи теплопередачі необмежені у напрямку нормалі площини рисунка.

Необхідно визначити форму і розташування щодо нагрівача профілю циліндричного рефлектора, наявність якого забезпечила б рівномірне нагрівання теплоприймача.

Для розв'язання задачі природно вважати, що кількість теплової енергії, що досягає теплоприймача, складається з двох частин: тієї її частини E_1 , що надходить від генератора, а також частини теплової енергії E_2 , що надходить до теплоприймача після відбиття від рефлектора.

Парадигмою даного геометричного метода вважаємо, що кожний промінь є носієм теплової енергії, і мірою теплового потоку є кількість променів у одиниці об'єму.

Для вирішення поставленої задачі спочатку опишемо промені, що відбиті кривою.

Нехай маємо криву $y = f(x)$ і джерело променів у точці $S(x_0, y_0)$. Точку падіння променя на криву позначимо як $M(z, f(z))$, де z – параметр. Також позначимо $m = -f'(x)$ і

$$k = \frac{(x_0 - z)m + y_0 - f(z)}{m^2 + 1}.$$

Твердження. Точки $S(x_0, y_0)$ і $K(x_2, y_2)$ будуть розташовані симетрично відносно нормалі $\frac{X - z}{m} = Y - f(z)$ до кривої у точці M тоді, коли будуть виконуватися співвідношення

$$x_2 = 2z - x_0 + 2km; \quad (1)$$

$$y_2 = 2f(z) - y_0 + 2k. \quad (2)$$

Твердження. Координати будь-якої точки на відбитому промені (в залежності від «відстані – часу» t) мають вигляд

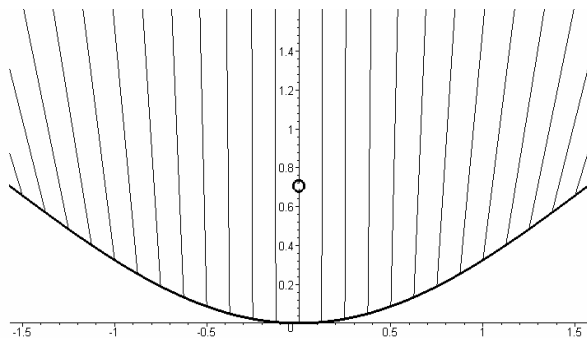
$$X(z) = z + \frac{(x^2 - z)(t - d_{01})}{d_{02}}; \quad (3)$$

$$Y(z) = f(z) + \frac{(y_2 - f(z))(t - d_{01})}{d_{02}}. \quad (4)$$

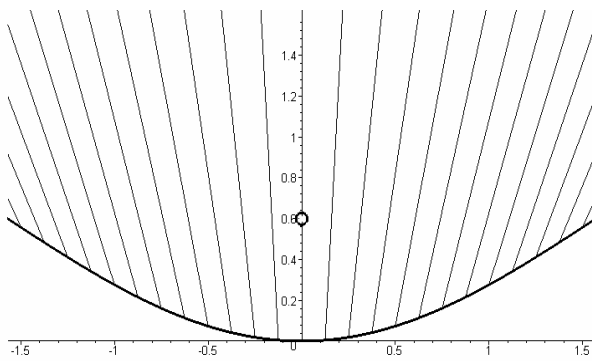
Тут $d_{01} = \sqrt{(x_0 - z)^2 + (y_0 - f(z))^2},$

$$d_{02} = \sqrt{(x_2 - z)^2 + (y_2 - f(z))^2}.$$

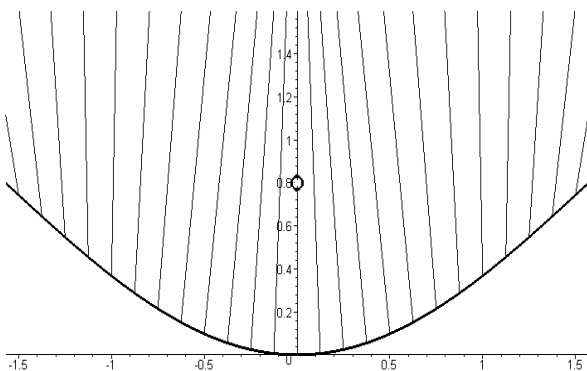
Використовуючи ці співвідношення була написана програма для моделювання променів відбитих від синусоїди (рис. 1).



а



б



в

Рис. 1 – Моделювання променів відбитих від синусоїди $y = k(1 - \cos x)$: а – $k = 0,7$; б – $k = 0,6$; в – $k = 0,8$

Така форма відбивача обрана тому, що саме форми синусоїди набуває профіль згину металевого листа, якщо його згинати двома подовжніми силами [3].

Під час комп'ютерних експериментів з відбивальними системами було встановлено, що відбиті промені утворюють нові геометричні об'єкти, які мають назву катакаустика.

Строго визначити катакаустика можна як обвідну сім'ї відбитих прямих. Зауважимо, що характерною властивістю катакаустики є точка повернення обвідної. Було встановлено, що точка джерела променів і точка повернення обвідної підпорядковані методу оберненого променя і є двоїстими (рис. 2) [4–6].

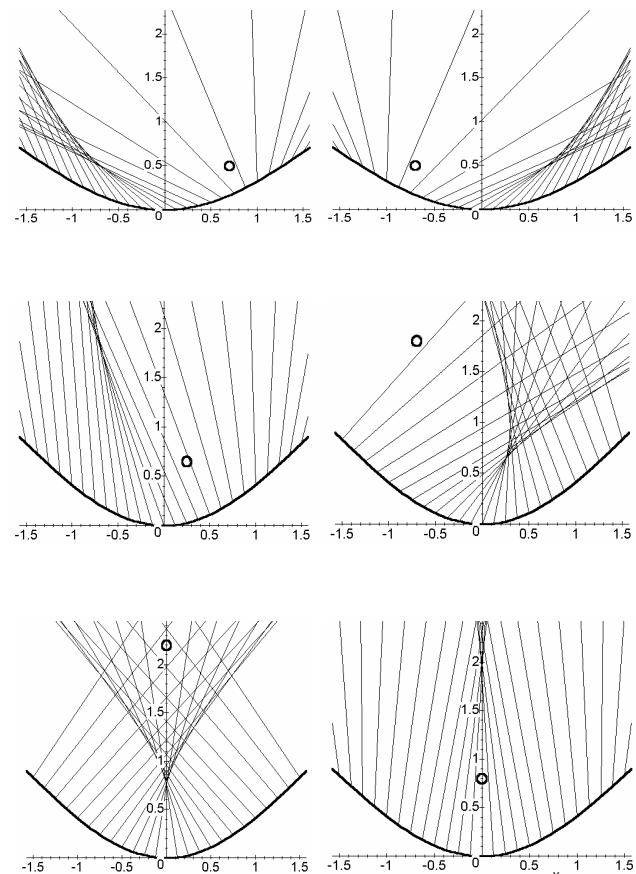


Рис. 2 – Точки повернення катакаустики для різних форм кривої

Для того, щоб знайти двоїстість необхідно описати катакаустика. Враховуючи те, що вона є обвідною відбитих прямих, для її опису необхідно було скласти рівняння сім'ї відбитих променів.

Твердження. Якщо джерело розташовано в точці $S(x_s, y_s)$, то маємо рівняння сім'ї променів, відбитих кривою L (α – це є кут між віссю Ox та дотичною до L : $y = f(x)$ у т. $M(z, f(z))$).

$$\Phi(x, y, z) \equiv (y - f(z))(1 + \operatorname{tg} 2\alpha \frac{f'(z) - y_s}{z - x_s}) - (x - z) \times$$

$$\times (\operatorname{tg} 2\alpha - \frac{f(z) - y_s}{z - x_s}) = 0. \quad (5)$$

Твердження. Якщо точка S є невласною, і напрям падаючих променів визначаються вектором $e\{m, n\} (m^2 + n^2 = 1)$, то маємо

$$\begin{aligned} \Phi(x, y, z) \equiv & (y - f(z))(1 + \frac{n}{m} \operatorname{tg} 2\alpha) - \\ & - (x - z)(\operatorname{tg} 2\alpha - \frac{n}{m}) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Для опису обвідної сім'ї променів, що виходять з точки S як джерела променів, і відбитих гладкою ділянкою кривої L , необхідно вилучити параметр z із системи нелінійних рівнянь.

$$\Phi(x, y, z) = 0; \quad \Phi'_z(x, y, z) = 0.$$

Як приклад наведено рішення цієї задачі у випадку, коли точка S є невласною. Якщо задана крива $y = f(x)$ і падаючі промені спрямовані вздовж вектора $e\{m, n\}$, то маємо опис катакастики:

$$\begin{aligned} x(z) = & z - \frac{[n - mf'(z)]^2 f'(z)}{2f''(z)} + \\ & + \frac{(n - mf'(z))(m + nf'(z))}{2f''(z)}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} y(z) = & f(z) + \frac{[n - mf'(z)]^2}{2f''(z)} - \\ & - \frac{(n - mf'(z))(m + nf'(z))f'(z)}{2f''(z)}. \end{aligned} \quad (8)$$

Використовуючи формули (7) і (8) були отримані обвідні променів, відбитих від синусоїди $y = k(1 - \cos x)$ в залежності від її кривизни (k) (рис. 3).

Аналізуючи зображення можна зробити висновок, якщо джерело променів розташувати у точці повернення обвідної, то завдяки двоїстості відбиті промені сфокусуються у невласній точці.

З технологічних міркувань для нас має інтерес випадок коли $k = 0,7$ (1). Якщо джерело випромінювання розмістити в точці повернення обвідної, то відбиті синусоїдою $y = 0,7072(1 - \cos x)$ промені будуть спрямовані «майже паралельно» вздовж осі Oy , причому, ордината джерела променів буде на рівні кінців фрагмента синусоїди.

За умови виконання цього твердження та використовуючи наведені нижче співвідношення (9) і (10) була розроблена програма обчислення довжини згину S та висоти згину H в залежності від довжини L металевго листа.

Довжина L^* синусоїди $y = k(1 - \cos x)$ на проміжку $-\pi/2 \dots \pi/2$ дорівнює значенню

$$L^* = 2 \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 + x^* \sin^2 k^2} dx. \quad (9)$$

Обчислимо довжину згину S листа за умови, що k та L є відомими. Для цього необхідно розв'язати інтегральне рівняння відносно S за сталими k і L .

$$L = 2 \int_0^{s/2} \sqrt{1 + x^* \sin^2 k^2} dx. \quad (10)$$

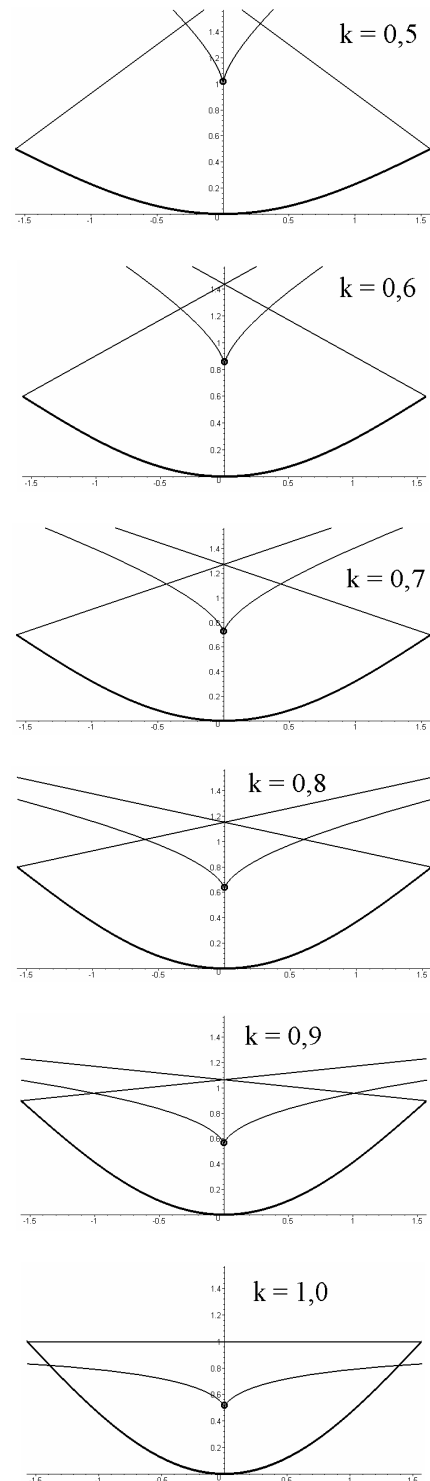


Рис. 3 – Обвідні променів, відбитих від синусоїди $y = k(1 - \cos x)$ в залежності від її кривизни k

Викладений аналітичний метод може бути застосовано до відбиваючих поверхонь інших форм. Подальша робота буде спрямована на те, щоб прийняти до уваги реальні геометричні параметри випромінювача (існуючої променевої системи), які одного порядку з відбивачем та моделюванням відбитих променів за заданим законом, який залежить від вимог до об'єкту.

Висновки. Аналіз результатів показав, якщо параметри згину листа довжиною L обчислювати за формулами $S = 0,9L$ і $H = 0,2L$, то відбивач буде функціонувати належним чином (спрямовувати промені паралельно) у разі розміщення джерела на рівні висоти згину H .

Таким чином було розглянуто рішення прямої задачі променевої теплопередачі, а саме встановлені параметри відбивальної системи у залежності від відомої форми відбивача.

Список літератури: 1. Тормосов Ю. М., Максимова М. О. Властивості синусоїди як відбивача променів тепла // Труды «Прикладна геометрія та інженерна графіка». – Мелітополь: ТГАТА, 2001. – В. 4. – С. 108–112. 2. Тормосов Ю. М. Про циліндричний відбивач, який забезпечить рівномірне нагрівання смуги площини // Труды «Прикладна геометрія та інженерна графіка». – Мелітополь: ТГАТА, 2001. – В. 4, Т. 12. – С. 74–79.

3. Фейман Р., Лейтон Р., Сандс М. Феймановские лекции по физике. Задачи и упражнения с ответами и решениями // Мир – Москва, 1969. – 624 с. 4. Куценко Л. М., Рева Г. В. Метод розрахунку відбивачів ударних вибухових хвиль для гасіння лісових пожеж // Проблеми пожежної безпеки, В. 2 – Харків: ХІПБ МВС України, 1998. – С. 19–24. 5. Рева Г. В., Куценко Л. М. Зображення фронту хвилі у відбивальній системі з точковим джерелом променів // Проблеми пожежної безпеки, юбил. в., Ч. 2. – Харків: ХІПБ МВД України, 1998. – С. 24–28. 6. Залгаллер В. А. Теория огибающих // Наука. – Москва, 1975. – 104 с.

Bibliography (transliterated): 1. Tormosov Y. M., Maksimova M. O. Vlastivost' sinusoYidi yak vldbivacha promeniv tepla // Trudy «Prikladna geometriya ta Inzhenerna grafika» – Melitopol: TGATA, 2001. – v. 4. – P. 108–112. 2. Tormosov Y. M. Pro tsilindrichniy vldbivach, yakiy zabezpechit rlvnomirne nagrivan'nya smugi ploschini // Trudy «Prikladna geometriya ta Inzhenerna grafika» – Melitopol: TGATA, 2001. – v. 4, t. 12. – P. 74–79. 3. Feynman R., Leyton R., Sands M. Feymanovskie lektzii po fizike. Zadachi i uprazhneniya s otvetami i resheniyami // Mir – Moscow, 1969. – 624 p. 4. Kutsenko L. M., Reva G. V. Metod rozrahunku vldbivachiv udarnih vibuhovih hvil' dlya gaslnnya lsovih pozhezh // Problemyi pozhezhnoy bezpeki, v. 4. – Kharkiv: HIPB MVS Ukrainyi, 1998. – P. 19 –24. 5. Reva G. V., Kutsenko L. M. Zobrazhennya frontu hvill' u vldbival'ny sisteml z tochkovim dzherelom promeniv // Problemyi pozhar'noy bezopasnosti, Yubil. v., ch. 2. – Kharkov: HIPB MVD Ukrainyi, 1998 – P. 24–28. 6. Zalgaller V. A. Teoriya ogibayuschih. // Nauka – Moscow, 1975. – 104 p.

Поступила (received) 03.09.2015

Відомості про автора/ Сведения об авторе / About the Author

Максимова Марія Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент, Національний університет цивільного захисту України, доцент кафедри пожежної профілактики в населених пунктах, тел. (057)707–34–38, e-mail: madadiro@mail.ru.

Maksimova Maria Aleksandrovna, candidate of technical Sciences, associate professor, National university of civil protection of Ukraine, associate professor of the Department of Fire prevention in settlements, phone: (057)707–34–38, e-mail: madadiro@mail.ru.

Гречка Ірина Павлівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел. (057) 707–69–01; e-mail: Iri-@mail.ru.

Grechka Iryna Pavlivna – candidate of technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", associate professor of the Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines"; phone: (057) 707–69–01; e-mail: Iri-@mail.ru.

«Кто не помнит своего прошлого, у того нет будущего...»

А.П. МАРЧЕНКО, И.В. ПАРСАДАНОВ, В.А. ПЫЛЕВ

К 85-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Посвящается генеральным конструкторам, руководителям и организаторам производства, выдающимся ученым, выпускникам кафедры ДВС НТУ «ХПИ», обеспечившим создание и развитие отечественного двигателестроения

На кафедре двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ» есть добрая и давняя традиция – трепетно, с огромным вниманием и признанием относиться к своим учителям и предшественникам.

В данном случае речь идет о выдающихся выпускниках кафедры. Можно много говорить о высоком уровне преподавательской деятельности, созданной научной школе, достигнутых значительных результатах в фундаментальных и прикладных исследованиях. Но конечным «продуктом» этой повседневной кропотливой работы для кафедры являются ее выпускники. Именно выпускники реализуют полученные знания в полезной для общества практической деятельности.

В первую очередь необходимо отметить заведующих кафедрой. За всю историю кафедры их четыре. И это говорит о многом. Кафедру возглавляли признанные известные и авторитетные педагоги и ученые, организаторы учебного процесса и научных исследований, умеющие ставить перед коллективом цели и добиваться их воплощения в реальность. Все они, за исключением, естественно, основателя кафедры В.Т. Цветкова, закончившего механический факультет Харьковского технологического института (так в то время назывался НТУ «ХПИ» в 1911 году), были ее выпускниками.

Проф. В.Т. Цветков многие годы проработал на ХПЗ, ныне завод им. В.А.Малышева, инженером-конструктором по двигателям внутреннего сгорания, начальником цеха, техническим директором. Имея громадный практический опыт по разработке двигателей, при создании кафедры реализовывал концепцию, позволившей в последствии кафедре стать ведущей в стране. Основой этой концепции было развитие теории и конструкции ДВС на основе экспериментальных исследований и практических разработок. Подтверждением этому может служить тот факт, что создание лаборатории исследований ДВС в 1929 году предшествовало созданию кафедры.

Цветков В.Т. возглавлял кафедру с 1930 по 1954 г.г. Опытный педагог, подготовил к защите 20 диссертантов, автор книги «Теория двухтактных двигателей», многих монографий. В 1953 году вышел его фундаментальный труд «Двигатели внутреннего сгорания», где обобщен опыт создания и доводки дизелей. Награжден орденом Трудового Красного Знаме-

ни, медалью «За доблестный труд в Отечественной войне 1941–1945 г.г.».



С 1954 по 1970 г.г. кафедрой ДВС ХПИ заведовал ученик проф. Цветкова В.Т., видный ученый и специалист в области теории и конструирования двигателей внутреннего сгорания **проф. Глаголев Н.М.**

Под его руководством развивается материальная и учебная базы, укрепляются творческие связи с промышленностью, ведутся исследования по разработке, обеспечению выпуска и доводке тепловозных, судовых и тракторных дизелей.

На кафедре создается отраслевая лаборатория тепловозных двигателей, которая в тесном содружестве с заводом имени В.А. Малышева, разрабатывает и подготавливает к производству тепловозный дизель Д-70, превосходящий по своим технико-экономическим показателям лучшие мировые аналоги. За большие заслуги в подготовке кадров и плодотворную научную и производственную деятельность Н.М. Глаголев в 1960 г. награжден орденом Ленина.

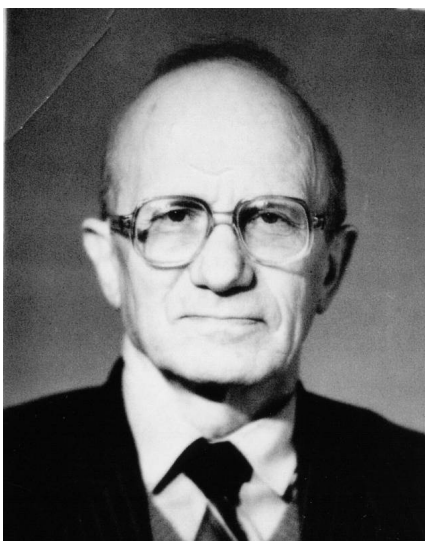
Большое внимание Н.М. Глаголев уделял совершенствованию учебного процесса, качественной подготовке выпускников. На новой научной основе готовятся базовые курсы лекций, выпускаются учебные пособия, методические указания к проведению практических и лабораторных работ.

Большую известность приобретают его работы, посвященные теоретическим методам расчета рабочего процесса четырехтактных двигателей. Ученый издает 11 книг и монографий, часть из которых на иностранных языках, готовит более 40 кандидатов технических наук.



Известный ученый и специалист в области двигателей внутреннего сгорания, талантливый педагог **проф. Шеховцов** возглавлял кафедру с 1970 году по 2001 годы. Он является основателем новых научных направлений в деятельности кафедры, таких как исследования длительной прочности деталей камер сгорания и оптимизация теплообмена.

Под руководством А.Ф. Шеховцова совершенствовалась подготовка специалистов по двигателям внутреннего сгорания. При его участии в учебном процессе задействованы современные информационные технологии, прогрессивные методы решения инженерных задач с использованием САПР и активных методов обучения. Большое внимание уделяется подготовке инженеров из других стран. Среди выпускников кафедры болгары, поляки, немцы, венгры, чехи, вьетнамцы и китайцы. Он приложил значительные усилия и добился значительных результатов по расширению научной школы двигателестроителей Харькова, по признанию ее как в стране, так и за рубежом.



За свою многолетнюю творческую работу подго-

товил 18 кандидатов и 5 докторов технических наук. Участвовал в разработке программ „Кадри”, „Підручник”. Заслуженный деятель науки Украины, лауреат Государственной премии в области науки и техники. Награжден наградой Ярослава Мудрого АН высшей школы Украины, его заслуги отмечены стипендией президента Украины.

С 2001 года кафедру возглавляет лауреат Государственной премии в области науки и техники, профессор, доктор технических наук, проректор университета по научной работе – Андрей Петрович Марченко.

Прежде, чем мы перечислим, выпускников, которыми по праву гордится кафедра, хотелось бы напомнить о преподавателях, научных сотрудниках, которые совместно с заведующими кафедрой подготовили этих выпускников, вооружив их практическими и теоретическими знаниями, для получения достигнутых результатов.

Это **Н.М., Воронкин А.А., Константинов Ю.Б., Моргулис Ю.Б., Ибрагимов А.Б., Крушелдольский Б.Д., Мищенко П.П., Кох Г.М., Цветкова Н.И., Драпкин Пойда А.Н., Диков В.А., Левкович С.Л., Минак А.Ф., Мотлохов А.В., Рогов Ф.М., Рык Г.М., Сорокотяга А.С., Тринев А.В., Шевченко Л.П., Гоцкало Б. Л., Казачков Р.В., Васильченко И.Д., Тихоненко А.Т., Семенов В.Г., Шпак В.Ф., Кох Г.А., Губин А.И., Цеслинский А.С.** и многие другие.

Челпан Константин Федорович



Окончил Харьковский технологический институт (1924) по специальности двигатели внутреннего сгорания. Инженер дизельного отдела ХПЗ. Одновременно – преподаватель ХТИ (1927). Читал курсы лекций по теплотехнике, ДВС, бескомпрессорным дизель-моторам. Стажировался в Германии, Швейцарии, Англии. Научный сотрудник научно-исследовательской кафедры теплотехники при ХТИ (1929). Главный конструктор двигателя танка Т-34 на

ХПЗ. За создание мощных современных конструкций машин был награжден Орденом Ленина (1935). Арестован по обвинению за участие в греческой шпионо-диверсионной антисоветской организации в 1937 году. Расстрелян без суда в 1938 г. Реабилитирован за отсутствием состава преступлений в 90-х годах.

Вихман Яков Ефимович



Окончил Харьковский технологический институт (1924) по специальности двигатели внутреннего сгорания. Начальник специального КБ по разработке танкового дизеля В-2. С 1938 г. – заместитель главного конструктора завода № 75 (завод им. В.А. Малышева). С 1941 г. – заместитель главного конструктора Кировского завода в г. Челябинске. Лауреат Государственной премии. Награжден орденами Ленина (1935, 1945), Отечественной войны 1 степени (1945).

Трашутин Иван Яковлевич



Окончил Харьковский технологический институт (1930) по специальности двигатели внутреннего сго-

рания. Весной 1931 года направлен в учебную командировку в США (Массачусетский технологический институт). С 1933 года старший инженер-конструктор дизельного отдела ХПЗ. С 1937 года – помощник начальника отдела опытных работ. В 1940 году назначен заместителем главного конструктора Конструкторского бюро по серийному производству. С октября 1941 года И. Я. Трашутин — главный конструктор по моторостроению Кировского завода в г. Челябинске и специального конструкторского бюро № 75, которое он возглавлял 40 лет.

Дважды Герой Социалистического Труда. Награжден четырьмя орденами Ленина. Дважды лауреат государственных премий.

Ивченко Александр Георгиевич



Окончил Харьковский механико-машиностроительный институт по специальности двигатели внутреннего сгорания (1935). Работал на авиамоторном заводе в Запорожье. С 1946 главный конструктор, с 1963 генеральный конструктор. Под руководством И. создан ряд поршневых, турбовинтовых и турбореактивных двигателей для самолетов и вертолетов Ан, Ил, Як, Бе, Ми, Ка и др.

Герой Социалистического Труда. Награжден 2 орденами Ленина. Дважды лауреат Государственной премии. Академик АН УССР.

Найш Моисей Наумович

Окончил Харьковский механико-машиностроительный институт по специальности двигатели внутреннего сгорания (1936). Работал на ХПЗ в конструкторском (дизельном) бюро, которым руководил Вихман Я.Е. В 1941—1947 гг. – начальник моторного производства, начальник танкового производства Кировского завода в г. Челябинске. Под его руководством дизель был В-2 поставлен на серийное производство. В 1947—1953 гг. на Коломенском паровозостроительном заводе организовывал работы по постановке на производство дизелей для военно-

морского флота. С 1953 г. — главный инженер Луганского паровозостроительного (тепловозостроительного) завода.



Награжден орденом Ленина. Лауреат Государственной премии.

Симсон Альфред Эдуардович



Выпускник кафедры 1945 г. Работал на ХПЗ, затем в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта. Заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей. Заслуженный деятель науки и техники Украины. Лауреат Государственных премий. Один из инициаторов, научный и идейный вдохновитель внедрения газотурбинного турбонаддува на дизелях массового производства для сельскохозяйственной техники.

Грунауэр Александр Адольфович

Выпускник кафедры 1948 года. Выдающийся ученый и педагог. Специалист в области проблем регулирования двигателей внутреннего сгорания. Основное направление научной деятельности — регулирование двигателей внутреннего сгорания.



На основе исследований подготовил курс «Автоматическое регулирование ДВС». Занимается проблемами разработки аналитических методов в теории механизмов и машин, ориентированных на ЭВМ различных типов. Заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин» Профессор, д.т.н.

Кваша Николай Иосифович



Окончил Харьковский политехнический в 1953 г. по специальности двигатели внутреннего сгорания (1936). По назначению был направлен на завод «Червоне Сорново» в Нижний Новгород. Работал инженером и начальником конструкторского бюро. Затем переведен во вновь созданное специализированное конструкторское бюро СКБ-112, которое обеспечивало создание и сопровождение строительства подводных лодок (впоследствии ЦКБ «Лазурит»). Генеральный директор - Генеральный конструктор ЦКБ «Лазурит». Генеральный конструктор России по подводным лодкам. Герой России.

Разлейцев Николай Фокеевич

Выпускник кафедры двигателей внутреннего сгорания 1954 года. Крупный ученый и специалист в области исследования и моделирования процессов сгорания и образования вредных веществ в цилиндре двигателя. Возглавил научное направление по повышению топливно-экологической эффективности дизелей за счет согласования формы камеры сгорания и характеристик топливоподачи. Заместитель заведующего кафедрой по научной работе. Д.т.н., профессор.

Шокотов Николай Константинович

Выпускник кафедры двигателей внутреннего сгорания 1955 года. Крупный ученый и специалист в области термодинамической оптимизации двигателей. Возглавил научное направление по созданию комбинированных двигателей с системами вторичного использования теплоты и модернизации выпускаемых дизелей с целью повышения эксплуатационной топливной экономичности. Заместитель заведующего кафедрой по научной работе. Д.т.н., профессор. Николай Константинович до настоящего времени до настоящего времени активно занимается научной деятельностью и сотрудничает с родной кафедрой. В

Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 43 (1152)

2014 году вышла монография: Н.К. Шокотов, «Безвыбросные поршневые двигатели и генераторы стимуляторов нефтедобычи на их основе».

Бутов Владимир Иванович

Окончил ХПИ по специальности двигатели внутреннего сгорания в 1957 году. В 1957-1958 гг. – инженер-испытатель Кировского завода (Челябинск). В 1958-1997 гг. – инженер-исследователь, старший инженер-исследователь, руководитель группы, начальник бюро, заместитель главного конструктора, в 1981-1999 гг. – генеральный конструктор головного СКБ по двигателям ОАО «Челябинский тракторный завод». Под его руководством выполнена модернизация двигателей типа В-2: В-84, В-58, В-92.

Удивительно продуктивным выдался выпуск кафедры в 1958 году. Причиной этого, несомненно, явилось и то, что он совпал с бурным развитием двигателестроения. Выпускниками кафедры 1958 года были:

Коржов Михаил Алексеевич

Главный конструктор по двигателям Волжского автомобильного завода, г. Тольятти, к.т.н.

Пархоменко Михаил Давидович

Главный конструктор по двигателям Горьковского автозавода, к.т.н.

Самусь Николай Иванович

Главный конструктор Чугуевского завода топливной аппаратуры, к.т.н.

Тимченко Игорь Иванович

Проректор по учебно-методической работе, ведущий кафедрой ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Лауреат Государственной премии Украины, к.т.н., профессор.

Вместе с перечисленными выпускниками в 1958 году закончил кафедру и ХПИ **Дьяченко Василий Григорьевич** профессор, д.т.н., который начал свой

трудовой путь инженером-испытателем на заводе им. В.А. Малышева, а затем был проректором по научной работе Харьковского института механизации и электрификации сельского хозяйства и длительное время профессором кафедры ДВС НТУ «ХПИ», отдавая свой опыт и знания студентам и аспирантам, оптимизируя и разрабатывая оригинальные схемы работы двигателей внутреннего сгорания.

**Рязанцев Николай Карпович**

В 1954-1959 г.г. учился на кафедре двигателей внутреннего сгорания ХПИ. Трудовой путь начал в 1959 г. инженером на заводе им. В.А. Малышева. С 1973 года главный конструктор, генеральный конструктор ХКБД. Под руководством М.К. Рязанцева создано новое направление в развитии танковых дизелей, разработаны и внедрены в серийное производство танковые двигатели типа БТД, которые по своим показателям не имеют аналогов в мировом танкостроении. Значительным является вклад проф. М.К. Рязанцева в создание конверсионных и малолитражных дизелей. Заслуженный деятель науки и техники, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники профессор Н.К. Рязанцев является ведущим ученым в области двигателестроения, научные разработки которого хорошо известны в мире. Почетный доктор НТУ «ХПИ». Д.т.н., профессор. Почетный доктор НТУ «ХПИ».

Ерощенко Станислав Аркадьевич

Выпуск 1959 г. Заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей Украинской Государственной Академии железнодорожного транспорта, г. Харьков. Внес существенный вклад в повышение эксплуатационной топливной экономичности тепловозных дизелей. Почетный железнодорожник Украины Д.т.н., профессор.

Кинжалов Олег Степанович

Выпуск 1960 г. Глав. конструктор Первомайского Машиностроительного завода им. 25 Октября (ОАО «Первомайскдизельмаш»). Под руководством Кинжалова О.С. разработаны и внедрены технические решения по повышению качества и показателей дизелей К.т.н., доцент.

Бородин Юрий Семенович

Выпуск 1964 г. Заслуженный машиностроитель Украины. Первый заметитель Генерального конструктора ХКБД. Внес существенный вклад в создание дизелей для бронетанковой техники. К.т.н., доцент.

Волошин Юрий Петрович

Выпуск 1964 г. Заместитель Председателя Кабинета Министров- министр промышленности и энергетики Чувашской республики. Генеральный директор Шумерлинского завода спецавтомобилей. Вице-президент-главный конструктор ОАО «Дизельпром», г. Чебоксары. Кандидат технических наук.

Третьяк Евгений Иванович

Выпуск 1967 года. Известный ученый и специалист в области оптимизации процессов и моделирования теплопередачи в форсированных дизелях. Д.т.н.

Строков Александр Петрович

Выпуск 1971 г. Генеральный конструктор ГСКБД. Разработал и реализовывал на практике концепцию повышения технического уровня дизелей в условиях массового производства. Заведующий отделом ИПМаш им. НАН Украины им. А.Н. Подгорного. Член-корреспондент инженерной Академии Украины. Д.т.н., профессор.

Сегодня кафедра двигателей внутреннего сгорания является ведущей среди украинских высших учебных заведений. На кафедре работают 5 докторов и 12 кандидатов технических наук, 3 сотрудника имеют звание профессора, 7 – доцента, 3 – звание старшего научного сотрудника. Среди преподавателей ка-

федры 3 лауреата Государственной премии Украины, 2 лауреата премии Кабинета Министров для молодых ученых. За последние 15 лет ученые кафедры опубликовали 3 монографии и выпустили серию учебников в 6-ти томах под общим названием «Двигатели внутреннего сгорания» с грифом Министерства образования и науки Украины. С этого года кафедра готовит специалистов по трем специализациям: компьютерные технологии проектирования двигателей внутреннего сгорания, эксплуатация, диагностирование и организация ремонта двигателей внутреннего сгорания, экологизация транспортных двигателей.

На кафедре создана научная школа по ресурсосбережению и экологизации ДВС, которую возглавляет профессор Марченко А.П. Деятельность этой школы связана с фундаментальными и прикладными исследованиями физико-химических характеристик процессов смесеобразования и сгорания в ДВС. В круг проблем, которые решают специалисты кафедры, относятся перспективные направления двигателестроения: исследование и улучшение процессов смесеобразования и сгорания, улучшение экологических и экономических показателей, использование альтернативных топлив и многотопливность, повышение ресурсных характеристик ДВС, применение перспективных материалов и технологий; разработка САПР, методик, математических моделей, программного обеспечения. Возглавляют научные направления профессора Парсаданов И.В., В.А. Пылев В.А., Прохоренко А.А., Поливянчук А.П.



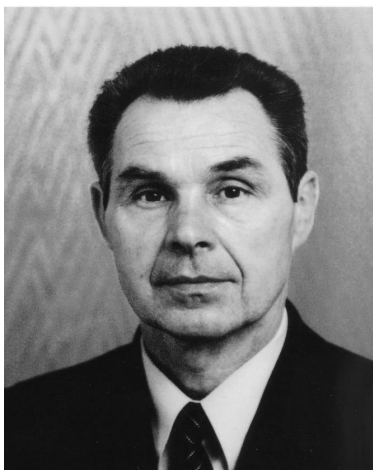
В 2001 году на базе кафедры ДВС создан Специализированный ученый совет по защите докторских и кандидатских диссертаций по специальности 05.05.03 – тепловые двигатели. С 2001 г. совет рассмотрел 43 диссертации (10 докторских и 33 кандидатских).

Ежегодно кафедра выпускает два номера Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания», единственного специализированного журнала по двигателестроению в Украине. Ученые кафедры принимают активное участие в международных конференциях. С 1996 года совместно с

НАУ «ХАИ» кафедра організує міжнародні конгреси двигелестроїтелів.

В сфері научної діяльності кафедра активно співпрацює з отечественними і зарубіжними вузами. Во многих этих организациях работают выпускники кафедры.

Абрамчук Федор Иванович



Выпуск 1972 г. Зав. каф. ДВС ХНАДУ. Видный специалист в области повышения термоусталостной прочности поршней двигателей внутреннего сгорания. Лауреат Государственной премии Украины. Д.т.н., профессор.

Белогуб Александр Витальевич



Выпуск 1976 г. Главный конструктор АОЗТ «Украинские моторы». Известный ученый и организатор производства в области двигелестроения. Технический директор ОАО «Автрамат». Д.т.н., профессор кафедры конструкции двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ».

Грицюк Александр Васильевич



Выпуск 1979 г. Заместитель Генерального конструктора ХКБД. Под его руководством разработаны научные основы и реализованы методы создания малолитражного дизеля многоцелевого назначения. Д.т.н., старший научный сотрудник

Литвин Сергей Николаевич



Выпуск 1980 г. Заместитель директора по научной работе, заведующий кафедрой «ДВС и технология машиностроения» Первомайского политехнического института НУК имени адмирала Макарова. К.т.н., доцент

За годы своего существования кафедра ДВС НТУ «ХПИ» выпустила около 4000 специалистов, из них – более 250 с красными дипломами. Около 140 выпускников защитили на диссертации кандидатов технических наук, 16 – стали докторами технических наук.

Выпускниками кафедры являются видные ученые, крупные специалисты-практики, талантливые педагоги. Генеральные конструкторы, руководители конструкторских бюро, крупных предприятий, фирм.

Не все из них стали руководителями и главными конструкторами, известными учеными, лауреатами и кавалерами различных наград. Но подавляющее большинство выпускников кафедры работали на предприятиях, которые производили и эксплуатировали ДВС и их агрегаты, в научно-исследовательских и учебных институтах и в конструкторских организа-

циях и, несомненно, то, что совместно все они причастны к получившему мировое признание харьковскому двигателестроению.

Поступила (received) 03.09.2015

УДК 625.282:625.032.

А.О. МАСЛІЄВ, Ю.В. МАКАРЕНКО, В.Г. МАСЛІЄВ**ДЕМПФІРУВАННЯ КОЛИВАНЬ КУЗОВІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЯКІ ОБЛАДНАНО ПНЕВМАТИЧНИМИ РЕСОРАМИ**

Досліджено можливість поліпшення демпфірування коливань пневматичного ресорного підвішування. Виявлено вплив окремих параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та газо-термодинамічних явищ, що мають місце при коливаннях, на демпфірування коливань і амплітуди коливань при різних режимах витікання повітря через дросель, який встановлено перед додатковим резервуаром. Отримано коефіцієнти демпфірування при різних режимах витікання повітря через дросель. Доведено, що на демпфіруючі якості пневморесори впливає власна частота коливань і щільності повітря на демпфірування. Удосконалена математична модель, яка описує коливання надресорних частин транспортних засобів на пневматичних ресорах, дозволила обчислити коефіцієнт демпфірування коливань для транспортного засобу, що розглядався. Доведено, що пневматичне ресорне підвішування дозволяє відмовитися від гідравлічних або інших гасників коливань шляхом належного обрання його параметрів.

Ключові слова: транспортний засіб, пневматична ресора, параметр, дросель, демпфірування, коливання.

Вступ. Техніко-економічну доцільність застосування пневматичного ресорного підвішування на транспортних засобах доводить досвід провідних держав: Японії, Німеччини, Франції, Англії та ін., тому що при цьому суттєво зменшуються витрати на ремонт та відновлення як самих транспортних засобів, так і путніх структур, по яким вони рухаються. Це обумовлено перш за все тим, що пневматичні ресори реалізують «м'яке підвішування», яке забезпечує власну частоту коливань кузова на пневморесорах близьку до 1 Гц. При цьому зменшуються інерційні сили (динамічний вплив) на путню структуру при русі транспортних засобів. Зараз це особливо важливо, бо путні структури як на залізничному так і на автомобільному транспорті застаріли, тому що вони створювалися для значно менших навантажень. Пневморесори також забезпечують захист пасажирів та екіпаж від шуму та вібрацій, які виникають при котінні коліс по путній структурі. Усе це сприяє підвищенню комфорту для них. Тому застосування пневматичного ресорного підвішування вважається перспективним напрямком підвищення технічного рівня транспортних засобів [1, 2, 3, 4, 5].

Аналіз основних досягнень і літератури. Пневматичне ресорне підвішування транспортних засобів почало інтенсивно розвиватися майже 50 років тому, і на часі воно потребує удосконалення, тому що з'явилися нові матеріали та технології, які мають підвищити його техніко-економічні властивості.

Виготовлена і випробувана на вітчизняних підприємствах нова пневморесора, у якій гнучка оболонка виконана не із армованої гуми, як зазвичай, а із поліуретану [13].

На основі комп'ютерних технологій створений і успішно пройшов випробування оригінальний мікропроцесорний регулятор положення кузова, який мінімізує витрати стислого повітря на підпитку пневморесор і забезпечує стабільність регулювання рівня підлоги кузова щодо путньої структури при зміні навантаження або умов довколишнього середовища [6].

Це обумовило необхідність у доопрацюванні математичних моделей, які були створені раніше для

досліджень систем пневматичного ресорного підвішування. Зокрема виникла необхідність у науковому обґрунтуванні і прогнозуванні коефіцієнтів не пружного опору, які можуть бути реалізовані системою пневматичного ресорного підвішування, що входять до диференційних рівнянь, і підвищити адекватність результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Так, у роботі [5] цей коефіцієнт β , кг/с визначають як константу, і обирають шляхом аналізу та порівняння осцилограм коливань маси на пневморесорі в умовах стенду – із його значеннями, які було отримано по сукупності осцилограм при імітаційному моделюванні цих коливань.

Це надало можливість для наближеного прогнозування показників динаміки руху перспективних транспортних засобів, які мали обладнуватися пневматичними ресорами.

Аналіз фізичних процесів, що відбуваються із повітрям, яке наповнює систему пневматичного ресорного підвішування, а також експериментальних осцилограм коливань, доводить, що коефіцієнт β не є константою. Він змінюється при варіюванні параметрів складових елементів системи та режимів протікання газо-термодинамічних явищ в ній, що мають місце при коливаннях.

Тому результати, які отримано за допомогою імітаційної моделі, у якій коефіцієнти β вважаються за константи, є лише першим наближенням до результатів натурних випробувань.

У роботі [7] зроблено певні кроки для розкриття фізичних явищ, що мають пряме відношення до формування процесів демпфірування коливань в системі пневматичного ресорного підвішування. Шляхом логічних міркувань автори висунули гіпотезу, що коефіцієнт β залежить не тільки від

перерізу дросельного отвору $f_{др}$, що було вже відомо, а і від кількості повітря G , що перетікає через нього. Для отримання необхідної розмірності цього коефіцієнта автори вимушені були ввести коефіцієнт пропорційності із розмірністю $1/c$, який призначали за результатами експериментів в умовах стенду.

Дослідження довели, що така гіпотеза плідна, бо

адекватність результатів досліджень коливань за допомогою модернізованої імітаційної моделі підвищилась.

При цьому дослідники без належного підтвердження вважали, що вплив на коефіцієнт β кількості повітря G , що перетікає через дросельний отвір, відбувається за лінійними законами. Це треба вважати певним наближенням, яке ще потребує перевірки. Більш того, величина кількості повітря G являє собою не параметр, який можна варіювати, а змінну величину, яка залежить від множини факторів, пов'язаних із параметрами складових системи пневматичного ресорного підвішування.

У відомих нам наукових працях закордонних авторів щодо питання, яке розглядається, недостатньо інформації про залучення систем пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань транспортних засобів. Зазвичай на закордонних та деяких вітчизняних транспортних засобах для розсіювання енергії коливань використовують гідравлічні гасники, які встановлюють паралельно до пневматичних ресор [4, 8, 11] та ін. Це ускладнює та зменшує надійність транспортних засобів [9].

Мета дослідження, постановка задачі. Мета дослідження полягає у обґрунтуванні можливості та доцільності залучення систем пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань транспортних засобів, шляхом виявлення впливу параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та газо-термодинамічних явищ в ній – на демпфірування коливань і розвиток амплітуд коливань в резонансних зонах.

Матеріали досліджень. Для досягнення поставленої мети необхідно спочатку отримати фізично обґрунтовану залежність коефіцієнта β – від параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та дослідити її вплив на адекватність математичного та імітаційного моделювання коливань маси на пневморесорі.

Незважаючи на позитивний досвід щодо застосування пневморесор на транспорті, все ще існує певне несприйняття їх окремими вітчизняними замовниками та виробниками, яке виправдовується наступними тезами: ускладнення конструкції та експлуатації транспортного засобу і зменшення надійності.

Ці тези не мають достатнього підґрунтя, що доводить досвід закордонних фірм, які випускають транспортні засоби на пневморесорах, та значний досвід кафедри електричного транспорту та тепловозобудування НТУ «ХПІ», яка ініціювала, науково обґрунтувала, дослідила та впровадила пневматичне ресорне підвішування на десяти серіях магістральних, маневрових та промислових тепловозах [5]. На усіх цих тепловозах не застосовувалося ні яких гасителів коливань, які, як відомо, мають низьку надійність, що суттєво погіршує технічний рівень транспортних засобів [9].

Демпфірування коливань на згаданих тепловозах відтворювалося винятково системою пневматичного ресорного підвішування.

При цьому потрібне демпфірування коливань досягалося шляхом прогнозування оптимальних параметрів складових частин системи пневматичного ресорного підвішування, які з рештою, уточнювалися при проведенні численних натурних експериментів безпосередньо із тепловозами – шляхом проїзда їх колесами через спеціальні клини, які встановлювалися на рейки, що збурювало власні коливання кузовів на пневморесорах. При випробуваннях варіювалися перерізи дроселів, ємності додаткових резервуарів і т. ін. Вочевидь, такі експерименти занадто затратні та потребують багато часу на їх проведення.

Ми вважаємо, що подальшому впровадженню пневматичного ресорного підвішування на транспортних засобах буде сприяти розробка науково обґрунтованої методики теоретичних досліджень та розрахунків усіх параметрів та характеристик системи пневматичного ресорного підвішування для кожного конкретного транспортного засобу, щоб якомога скоротити процес випробувань та доопрацювання цієї системи у напрямку забезпечення оптимальної власної частоти та демпфірування коливань.

Результати досліджень. Поставлені задачі доцільно вирішувати шляхом математичного моделювання з використанням програмного комплексу MATLAB Simulink, який дозволяє отримати оптимальні параметри елементів систем пневматичного ресорного підвішування для транспортних засобів шляхом імітаційного моделювання.

Перш за все ми доопрацювали базову математичну модель [5], яка описує коливання кузова транспортного засобу на пневматичних ресорах, в частині, що стосується математичного опису процесів демпфірування коливань.

З використанням досвіду, який отримано при теоретичних та експериментальних дослідженнях транспортних засобів, було визначено, що демпфірування коливань залежить від рядка співвідношень: ефективної площини пневморесори та перерізу дросельного отвору $F_{\text{еф}}/f_{\text{др}}$; ємностей додаткового резервуару та пневматичної ресори $V_{\text{д,р}}/V_{\text{п,р}}$ та ін.

У вираз для коефіцієнта β також край необхідно ввести складову, або параметр який визначатиме частину енергії коливань, що перетворюється у теплову енергію шляхом відведення її у довкілля. На нього можна впливати конструктивними методами. Таким параметром вважається площа поверхні, через яку відбувається відведення тепла, тобто сума площини поверхонь пневморесори та додаткового резервуара ($H_{\text{д,р}} + H_{\text{п,р}}$), а інколи і трубопроводів, які їх з'єднують.

Крім того, вочевидь, на затухання коливань впливатиме щільності повітря ρ ; ємність пневморесори $V_{\text{п,р}}$ і частота коливань ω .

Оскільки демпфірування коливань має вирішальний вплив у зоні резонансних коливань, то доцільність введення колової частоти власних коливань до виразу коефіцієнта β не визиває сумніву.

Отже, із урахуванням зазначеного, для коефіцієнту β , що визначає демпфірування коливань маси на пневматичній ресорі, пропонується наступний вираз

$$\beta = \beta(F_{\text{ЕФ}}/f_{\text{ДР}}; V_{\text{ДР}}/V_{\text{П.Р}}; H_{\text{ДР}}/H_{\text{П.Р}}; \rho, V_{\text{П.Р}}, \omega). \quad (1)$$

Властивості цього виразу, зокрема щодо його лінійності, треба ще дослідити та обґрунтувати.

Для підтвердження прийнятих припущень на основі доопрацьованої математичної моделі створена і досліджена із використанням програмного комплексу MATLAB Simulink імітаційна модель коливань кузова обраного колісного транспортного засобу на пневматичних ресорах.

Із урахуванням симетрії транспортного засобу, розглянуто тільки одну точку підвішування із частиною маси кузова, яка на неї припадає. Вихідні дані відповідали рекомендованим параметрам транспортного засобу [12], результати досліджень якого наведено у [7, 14]. Власні коливання кузова викликалися шляхом подачі до входу моделі подинних імпульсів або безперервних синусоїдальних збурень.

На першому етапі випробувань було перевірено гіпотезу, яка передбачає, що при досягненні потоком повітря на виході з дроселя швидкості звука, він «запирається» і повітря припиняє надходити до додаткового резервуара. Для цього варіювались перерізи дроселя.

По отриманим осцилограмам (рис. 1) обчислено усереднені значення частот і логарифмічних декрементів затухання коливань. Як видно, частота коливань майже не змінюється при зменшенні перерізів дроселів: $2 \cdot 10^{-4}$ (а), $1 \cdot 10^{-4}$ (б), $0,75 \cdot 10^{-4}$ (в), а при подальшому зменшенні перерізу від $0,5 \cdot 10^{-4}$ до нуля - вона зростає, тому що зменшується кількість повітря, яке витікає через дросель у додатковий резервуар (рис. 1, г).

Це зазвичай пояснюється зростанням опору, що створює дросель та, з рештою, як вважають деякі дослідники, його «запиранням», коли швидкість витікання повітря на його виході дорівнюватиме швидкості звука. При нульовому перерізі дроселя додатковий резервуар повністю відмикається від системи. При цьому збільшується динамічна жорсткість пневморесори і частота коливань, а декремент коливань зменшується майже в чотири рази. Оптимальне демпфірування спостерігається при перерізі дроселя $7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ (рис. 2 а, б).

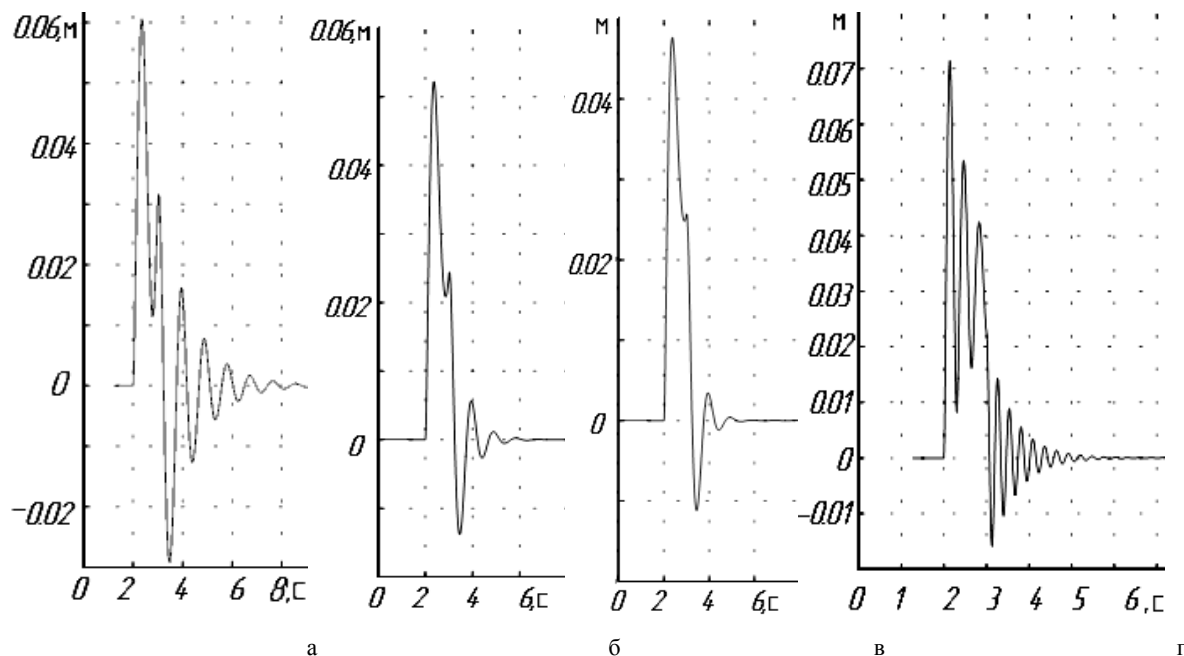


Рис. 1 – Осцилограми власних коливань частини кузова на пневморесорі при варіюванні перерізу дроселя а – $2 \cdot 10^{-4}$, б – $1 \cdot 10^{-4}$, в – $0,75 \cdot 10^{-4}$, г – $0,5 \cdot 10^{-4}$

Аналіз залежностей логарифмічного декременту коливань від ємності додаткового резервуару (рис.3), та співвідношення їх поверхонь теплообміну $H_{\text{ДР}}/H_{\text{П.Р}}$, а також від щільності повітря ρ ; ємності

пневморесори $V_{\text{П.Р}}$ і резонансної частоти коливань ω у першому наближенні будемо вважати лінійними, але в подальшому це треба уточнювати.

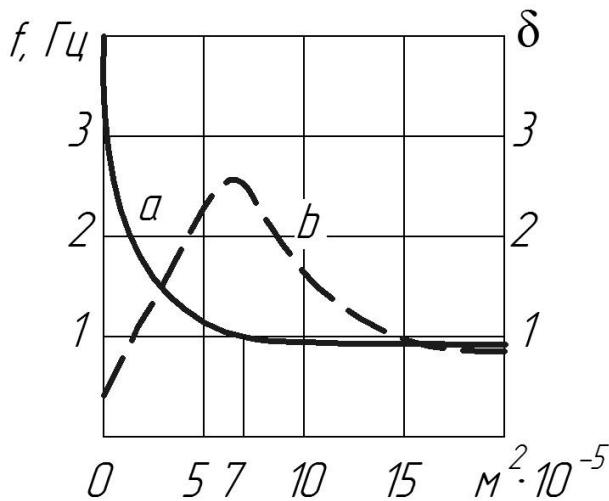


Рис.2 – Залежності власної частоти (а) та декременту коливань (б) маси на пневморесорі від перерізу дроселя

Отже, з урахуванням цього, складемо наступний вираз для коефіцієнта демпфірування коливань, кг/с:

$$\beta = (\omega \cdot V_A \cdot \rho \cdot F (V_{П.Р} + V_{Д.Р})(H_{П.Р} + H_{Д.Р})) / (f_{Д.Р} \cdot V_{П.Р} \cdot H_{П.Р}). \quad (2)$$

У попередніх дослідженнях режим витікання повітря через дросель вважався як ламінарний (до критичний), а витрати його обчислювалися за виразом

$$G = \mu \cdot f_{ДР} \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}, \quad (3)$$

де μ – коефіцієнт витікання повітря, P_1 , P_2 – тиск повітря в пневморесорі та додатковому резервуарі – відповідно, [5].

У роботі [10]: доведено, що при певних умовах, при

$$(P_2 / P_1) > 0,528, \quad (4)$$

режим витікання повітря через дросель дійсно буде ламінарним (до критичним) і відповідає виразу (3).

Якщо ж

$$(P_2 / P_1) \leq 0,528, \quad (5)$$

то режим витікання повітря через дросель буде турбулентним (надкритичним), і дросельний отвір при цьому не «запирається», а зберігає здатність до пропускання повітря. Його масу можна обчислити за виразом

$$G = \mu \cdot f_{ДР} P_1 \sqrt{\frac{1}{2RT_2}}. \quad (6)$$

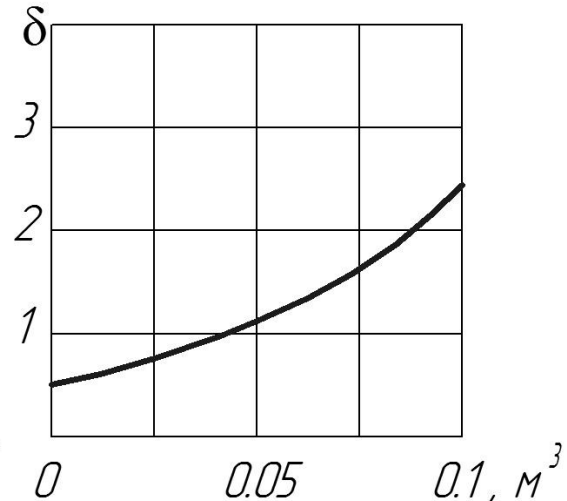


Рис.3 – Залежність декременту коливань від величини ємності додаткового резервуару

Вираз (6) введено до моделей разом із умовами (4) і (5), які обирають напрямки обчислень, шляхом порівняння тисків у пневморесорі та додатковому резервуарі.

Доопрацьовані таким чином моделі дозволили дослідити процеси розвитку вимушених коливань маси на пневморесорі при усіх режимах витікання повітря через дросельний отвір і обрати такий з них, який відповідає результатам експериментальних досліджень.

Режим витікання повітря за умовами (5) можливий при наїзді колеса транспортного засобу на достатньо високу, (або глибоку) нерівність на путній структурі та при резонансних коливаннях кузовів.

На рис. 4 наведено амплітудно-частотні характеристики вимушених коливань маси кузова на пневморесорі для трьох (а, б, в) означених режимів витікання повітря через дросель: ламінарного, турбулентного та режиму, коли дросель «запертий», або додатковий резервуар відімкнено від системи.

Вони істотно відрізняються одна від одної за амплітудами коливань.

Як і очікувалось, найбільші амплітуди коливань спостерігалися при режимі, коли дросельний отвір був «запертий» (в), тому що у цьому разі перетікання повітря через дросель у додатковий резервуар зникає і разом із ним суттєво зменшується демпфірування коливань, тому що суттєво зменшується частка енергії коливань, яка перетворюється на теплову енергію і розсіюється в довкілля саме через стінки додаткового резервуару.

Складається враження, що системі, яка досліджується, властиві два резонанси: один – при коловій частоті 6 рад/с, а другий – при частоті 23 рад/с.

Але це явище не знаходить підтвердження при натурних дослідженнях коливань кузовів транспортних засобів на пневматичних ресорах та інших дослідженнях [13]: Коливання відбуваються за амплітудно-частотною характеристикою «с», яка у за

резонансній зоні пролягає дещо вище за характеристику «а».

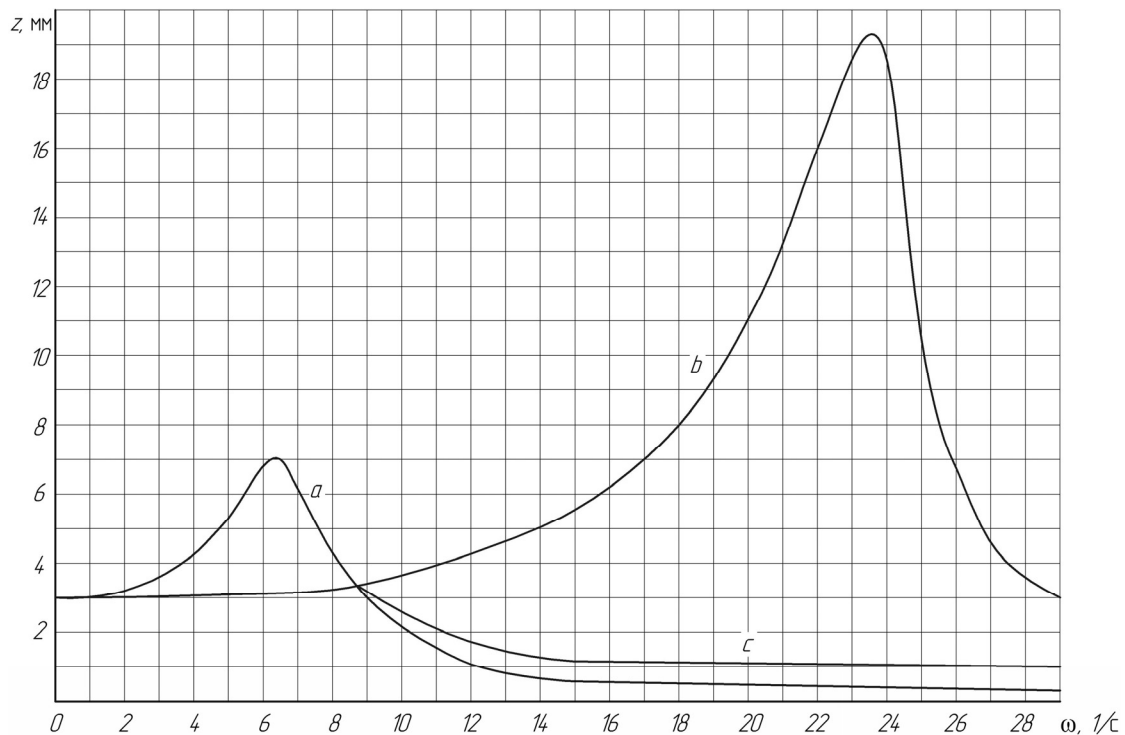


Рис.4 – Залежності амплітуд коливань маси на пневматичній ресорі від колової частоти збудження при наступних режимах витікання повітря через дросельний отвір: *a* – при до критичному ламінарному витіканні; *b* – при повному запиранні дроселя; *c* – при за критичному витіканні повітря

Коефіцієнт демпфірування коливань, який введено до імітаційної моделі для транспортного засобу, що досліджувався, дорівнює (2):

$$\beta = (4,71 \cdot 0,012 \cdot 5,45 \cdot 0,129 \cdot (0,012 + 0,04) \cdot (0,0465 + 0,74)) / (1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot 0,0465) = 26617 \text{ кг / с.}$$

Для порівняння, коефіцієнт демпфірування (не пружного опору) у гідравлічного гасителя, який використовують на пасажирських вагонах, знаходиться в межах від 20000 до 35000 кг/с, тобто вираз (2) дає задовільний результат.

При обчисленому значенні коефіцієнта опору, який реалізує система пневматичного ресорного підвішування, коливання затухають за три періоди, а логарифмічний декремент коливань при цьому складе 1,7, що наближено до рекомендованого для транспортних засобів.

Отже, запропонований вираз для обчислення коефіцієнта β забезпечує отримання його наближеного чисельного значення. Це надає змогу складати імітаційну модель динаміки системи пневматичного ресорного підвішування та скоротити витрати на моделювання і натурні випробування транспортного засобу – для остаточної корекції параметрів системи з метою оптимізації демпфірування коливань.

Висновки

1. Доопрацьовано математичну та імітаційну моделі в частинах, які стосуються демпфірування коливань, шляхом урахування впливу: параметрів та

газо-термодинамічних явищ, які відбуваються у системі пневматичного ресорного підвішування, а також режимів витікання повітря через дросельний отвір, що розташований між пневморесорою та додатковим резервуаром.

2. Отримано залежності частот коливань маси на пневморесорі від перерізу дроселя та ємності додаткового резервуару, що надало підстави для урахування їх у виразі для коефіцієнта не пружного опору β , у якому також урахувано: співвідношення поверхонь теплообміну додаткового резервуару та пневморесори, щільність повітря, ємність пневморесори і частота коливань.

3. Зменшенні перерізу дросельного отвору до «критичного» значення, коли швидкість повітря досягає швидкості звуку, але перетікання через нього повітря не припиняється, призводить до певного підвищення за резонансної частини амплітудно-частотної характеристики.

4. Запропонований вираз для обчислення коефіцієнта β забезпечує отримання його наближеного чисельного значення. Це надає змогу складати та досліджувати імітаційну модель динаміки системи пневматичного ресорного підвішування, скорочує витрати на моделювання динаміки транспортного засобу – для остаточної корекції параметрів системи з метою оптимізації демпфірування коливань.

5. Обґрунтовано можливість та доцільність залучення системи пневматичного ресорного

підвішування до реалізації оптимального демпфірування коливань кузовів транспортних засобів.

Список літератури: 1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223. 2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355. 3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926. 4. Коробка Б.А., Шкабров О.А., Коваленко Ю.Н., Назаренко В.Ф. Отечественная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании. – Вагонный парк. – 2010. - № 6. – 48-51 с. 5. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н. / Под ред. С.М.Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с. 6. Патент на корисну модель № 68457. МПК В61F 5/00. Заявл. 09.09.2011. Опубл. 26.03.2012. Бюл.№6. «Пристрій для керування рівнем підресорної частини транспортного засобу при пневматичному рессорному підвішуванні» Маслієв В.Г., Макаренко Ю.В., Балєв В.М., Маслієв А.О. Власник НТУ «ХПІ». 7. Макаренко Ю.В., Балєв В.Н., Маслієв В.Г. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением. – Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування.– Харків: НТУ«ХПІ». -2011.-№18.-С.69-74. 8. Yoshie N. 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. 9. А.Г. Вольперт, В.А. Жолобов Гасители колебаний подвижного состава: каким им быть? // Железнодорожный транспорт. – 1985. – № 3. – С. 54 – 57. 10. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М., «Машиностроение», 1973, 360 с. 11. Koyangi S: A Design Method for the Vibration Isolation System of an Air Spring Suspended Vehicle, // Quarterly Report or Railway Technical Research Institute, 1991. Vol. 32, No. 1. 12. Маслиев В.Г., Лобачев Н.О. Параметры воздушного тракта пневматического рессорного подвешивания тепловозов. – Констр. и произв. трансп. машин. – Харьков: «Вища школа». – 1982. - № 14. – 3 с. 13. Отчет по НИР: Конструкция и динамика пневматического рессорного подвешивания бесчелостных тележек тепловоза 2ТЭ116. № гр 71018248, ВНИТИ, ХПИ, Коломна, Харьков, 1977, 59 с. 14. Макаренко Ю.В. Результаты исследования транспортного средства на пневматических рессорах / Маслиев В.Г., Макаренко Ю.В., Маслиев А.О. // Вестник Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института

электровозостроения. – Новочеркасск, 2014. – №1 (67). – С. 101–107.

Bibliography (transliterated): 1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223. 2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355. 3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926. 4. Korobka B.A., Shkabrov O.A., Kovalenko Yu.N., Nazarenko V.F. Otechestvennaia passazhyrskaya telezhka na pnevmaticheskom podveshyvaniy. – Vahonnyy park. – 2010. - No 6. – 48-51 p. 5. Pnevmaticheskoe ressonnoe podveshyvaniye teplovozov / Kutsenko S.M., Elbaev E.P., Kyrpychnykov V.H., Maslyev V.H., Ruban A.N. / Pod red. S.M.Kutsenko. – Kharkov: Vyshcha shkola, 1978. – 97 p. 6. Patent na korysnu model № 68457. MPK V61F 5/00. Zaiavl. 09.09.2011. Opubl. 26.03.2012. Biul.No6. «Prystrii dlia keruvannya rivnem pidresorenoi chastyny transportnoho zasobu pry pnevmatychnomu ressonnomu pidvishuvanni» Masliiev V.H., Makarenko Yu.V., Baliev V.M., Masliiev A.O. Vlasnyk NTU «KhPI». 7. Makarenko Yu.V., Balev V.N., Maslyev V.H. Rezultaty yssledovanyia systemy pnevmaticheskoho ressonnoho podveshyvaniia transportnoho sredstva s mykroprotsessornym upravlenym. – Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannya.– Kharkiv: NTU«KhPI». -2011.-№18.-S.69-74. 8. Yoshie N. 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. 9. A.H. Volpert, V.A. Zholobov Hasytely kolebanyi podvyzhnoho sostava: kakym ym byt? // Zheleznodorozhnyi transport. – 1985. – No 3. – P. 54 – 57. 10. Dmytryev V.N., Hradetskyi V.H. Osnovy pnevmoavtomatyky. Moscow, «Mashynostroenyie», 1973, 360 p. 11. Koyangi S: A Design Method for the Vibration Isolation System of an Air Spring Suspended Vehicle, // Quarterly Report or Railway Technical Research Institute, 1991. Vol. 32, No. 1. 12. Maslyev V.H., Lobachev N.O. Parametry vozdushnoho trakta pnevmaticheskoho ressonnoho podveshyvaniia teplovozov. – Konstr. y proyev. transp. mashyn. – Kharkov: «Vyshcha shkola». – 1982. - No 14. – 3 p. 13. Otchet po NYR: Konstruktsiia y dynamyka pnevmaticheskoho ressonnoho podveshyvaniia bescheliustnykh telezhok teplovoza 2TE116. No hr 71018248, VNYTY, KhPI, Kolomna, Kharkov, 1977, 59 p. 14. Makarenko Yu.V. Rezultaty yssledovanyia transportnoho sredstva na pnevmaticheskyykh ressorakh / Maslyev V.H., Makarenko Yu.V., Maslyev A.O. // Vestnyk Vserossyiskoho nauchno-yssledovatel'skoho y proektno-konstruktor'skoho ynstytuta elektrovostroyeniya. – Novocheerkassk, 2014. – No1 (67). – P. 101–107.

Надійшла (received) 01.09.2015

УДК 621.43.031

*И. Г. ПОЖИДАЕВ, А. А. ПРОХОРЕНКО***СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ОБЪЁМНОЙ ПОДАЧЕЙ ТНВД АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ**

В работе представлен способ управления объёмной подачей топливного насоса высокого давления аккумуляторной топливной системы дизеля основанный на изменении активного геометрического хода плунжера. Представлены расходные характеристики топливного насоса, продуктивность которого регулируется указанным способом.

Ключевые слова: топливный насос высокого давления, аккумуляторная топливная система, дизель, плунжер.

Введение. Исследования, направленные на снижение механических потерь современных дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются актуальными ввиду широкого распространения данного типа силовых агрегатов во многих отраслях деятельности человека.

Потери на привод вспомогательных агрегатов малолитражных дизелей, среди которых потери на привод топливного насоса высокого давления (ТНВД), составляют существенную часть от общих механических потерь ДВС [1]. Исследования показывают, что потери на привод ТНВД в дизелях могут достигать 7% от общего числа механических потерь двигателя [1, 2]. Особенно ощутим этот отрицательный эффект в малолитражных ДВС с топливными системами аккумуляторного типа. Это связано с тем, что ТНВД в таких системах проектируется для обеспечения большой подачи топлива и на режимах частичных нагрузок, холостого хода подача топлива под высоким давлением будет чрезмерной. В этих случаях избыточное топливо возвращается в топливный бак, следовательно, тратится мощность двигателя на сжатие этого объема топлива. Этот эффект является нежелательным, т.к. увеличивает общие потери на привод вспомогательных агрегатов двигателя, ухудшая его механический КПД.

Цель исследования. Организация «гибкого» управления подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы может существенно снизить механические потери на привод насоса за счёт более рационального протекания процесса подачи топлива. Т.о. разработка способа управления объёмной подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля является целью настоящей статьи.

Анализ публикаций. Существует ряд технических решений, позволяющих снизить механические потери на привод ТНВД топливной системы аккумуляторного типа. Например, фирмой BOSCH выпускались радиально-плунжерные ТНВД (CP1) [3], с отключающей секцией (рис. 1, а). Отключение одной из секций электромагнитным приводом приводит к уменьшению количества топлива, подаваемого в аккумулятор, и заставляет впускной клапан оставаться постоянно открытым. В результате топливо, которое подаётся в надплунжерный объём, не может быть сжато при нагнетании и течёт обратно в канал низкого давления.

Таким образом, регулируется производительность ТНВД, на режимах с меньшей затратой энергии. Но данный способ не даёт «гибкости» управления подачей, что является основным его недостатком.

Регулирование производительности ТНВД также можно осуществить дросселированием топлива на входе в секцию высокого давления [2,4], подобная схема реализована в ТНВД (CP2) выпускаемых фирмой BOSCH для коммерческих автомобилей (рис. 1, б).

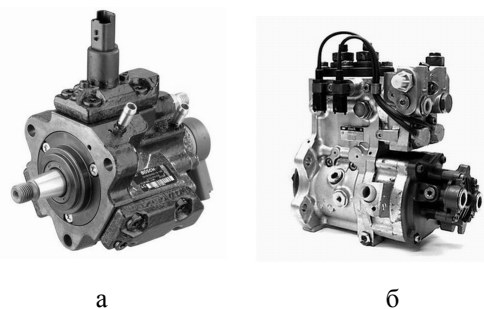


Рис. 1 – ТНВД производства фирмы R.Bosch для систем Common Rail: а – с отключающей секцией; б – с дросселированием топлива на входе в секцию высокого давления

Анализируя данные исследований, в том числе зарубежных учёных, можно сделать вывод, что для исключения излишних затрат мощности на привод ТНВД необходимо вводить регулирование его подачи по активному геометрическому ходу, либо по частоте вращения приводного вала, либо по числу работающих нагнетательных секций [2].

В данной статье представлен способ управлением объёмной подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы по активному геометрическому ходу плунжера.

Для реализации данного способа управления подачей насоса необходимо осуществить кинематическую связь органа управления с плунжером посредством промежуточных органов (рейки ТНВД).

Существует ряд схем позволяющих осуществить указанную связь. Известна схема, в которой реализовано микропроцессорное управление исполнительным механизмом привода рейки ТНВД [6]. В качестве исполнительного механизма для микропроцессорного регулятора применён серводвигатель, между выходным валом которого и

рейкой ТНВД (ЛСТНФ 410012) реализовано кинематическое соединение.

Также существует схема электронного регулятора ТНВД в которой в качестве исполнительного механизма привода рейки использован шаговый двигатель [7]. Основным недостатком данной схемы является необходимость введения в конструкцию регулятора системы аварийной защиты в случае пропуска шагов исполнительным механизмом.

Среди известных схем управления подачей ТНВД стоит отметить схему с электромагнитным приводом рейки. Такая схема представлена в ТНВД (H-type) фирмы BOSCH с дополнительной втулкой [5]. В этих насосах вместо механического регулятора применяется укрепленный на ТНВД исполнительный электромагнитный механизм (рис. 2). Он управляется электронным блоком (ECU), который получает сигналы от всех датчиков, расположенных на дизеле.

Выше описанная схема управления перемещением рейки была использована автором при разработке принципиальной схемы ТНВД для топливной системы аккумуляторного типа с

возможностью изменения подачи насоса в зависимости от режима работы дизеля. В общем виде конструкция ТНВД представлена на рис. 3 и описана в [8].

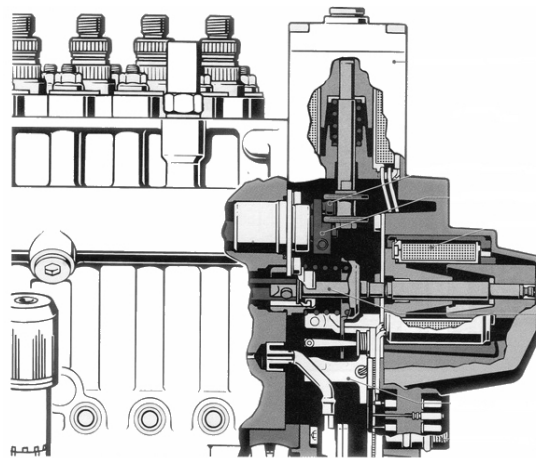


Рис. 2 – Исполнительный механизм рядного ТНВД фирмы BOSCH с регулированием начала подачи с помощью дополнительной втулки

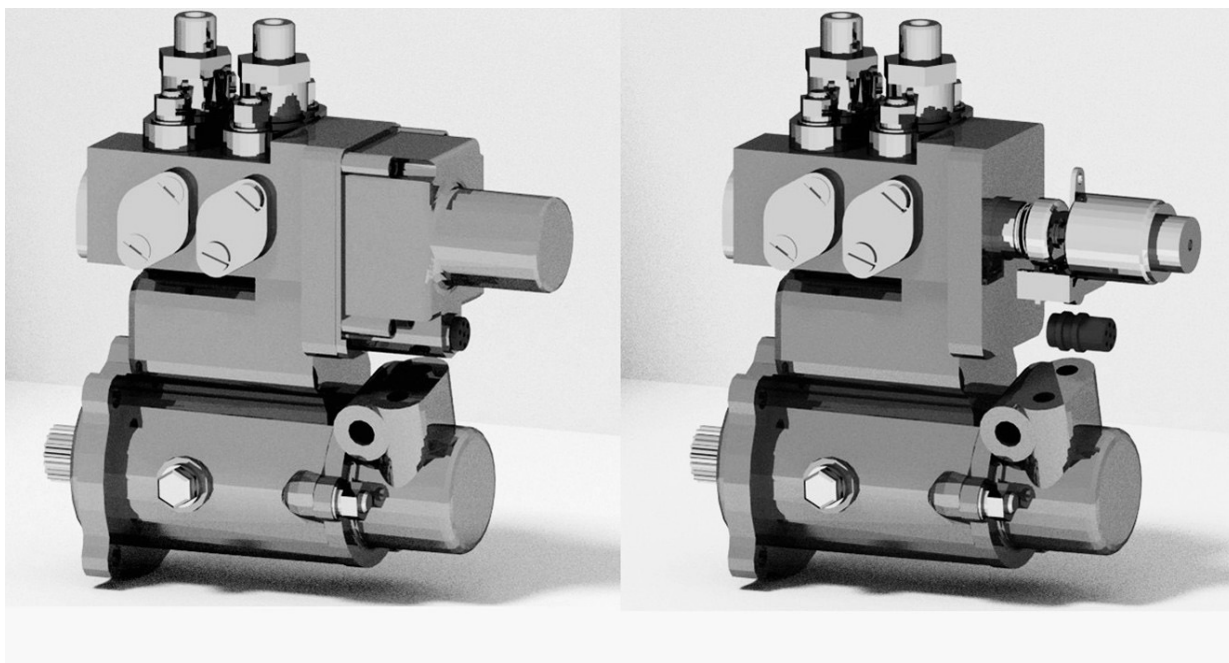


Рис. 3 – ТНВД топливной системы аккумуляторного типа с электромагнитным актюатором рейки

Изложение основного материала исследования.

Согласно представленным в [9] характеристикам подач ТНВД при различных значениях давления в аккумуляторе имеет место значительное превышение объема нагнетаемого насосом топлива относительно потребного для аккумуляторной системы. В свою очередь ТНВД предложенной конструкции оснащен органом управления его продуктивностью, характеристику которой иллюстрирует рис. 5, а.

В конструкцию ТНВД входят золотники с выполненной отсечной кромкой. При перемещении, рейка вращает золотник вокруг своей оси. В свою очередь, за счет наклоненной кромки происходит

изменение величины *пассивного геометрического хода плунжера* $h_{плг}$, под которым следует понимать фазу перемещения плунжера к перекрытию отверстия наполнения, во время которой не происходит сжатие топлива. Этот параметр определяется согласно развертке золотника, представленной на рис. 4 по следующей формуле:

$$h_{плг} = \left(S_0 - r_0 \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \left(\arctg \left(\frac{x - x_0}{r_n} \right) \right) \right) - S_n$$

где x – перемещение рейки (зависит от скважности импульса подаваемого на катушку электромагнита).

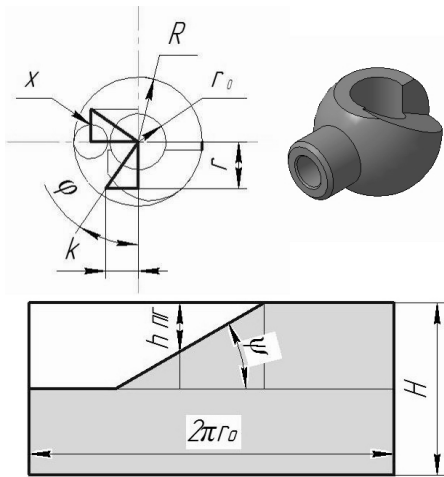


Рис. 4 – Развёртка кромки золотника ТНВД

На рис. 5 выделены участки расходных характеристик ТНВД соответствующие пределам регулирования. Пределы регулирования ограничены геометрическими особенностями золотников входящих в конструкцию топливного насоса.

Для подтверждения работоспособности предложенной конструкции ТНВД были проведены исследования на безмоторном стенде. В качестве испытуемого образца был принят ТНВД дизеля 2-ДТ оснащённый электромагнитным актюатором, изменяющим положение рейки по сигналу широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Топливный насос был установлен на стенд диагностирования дизельной топливной аппаратуры СТДА-2. Общий вид оборудования стенда представлен на рис. 6.

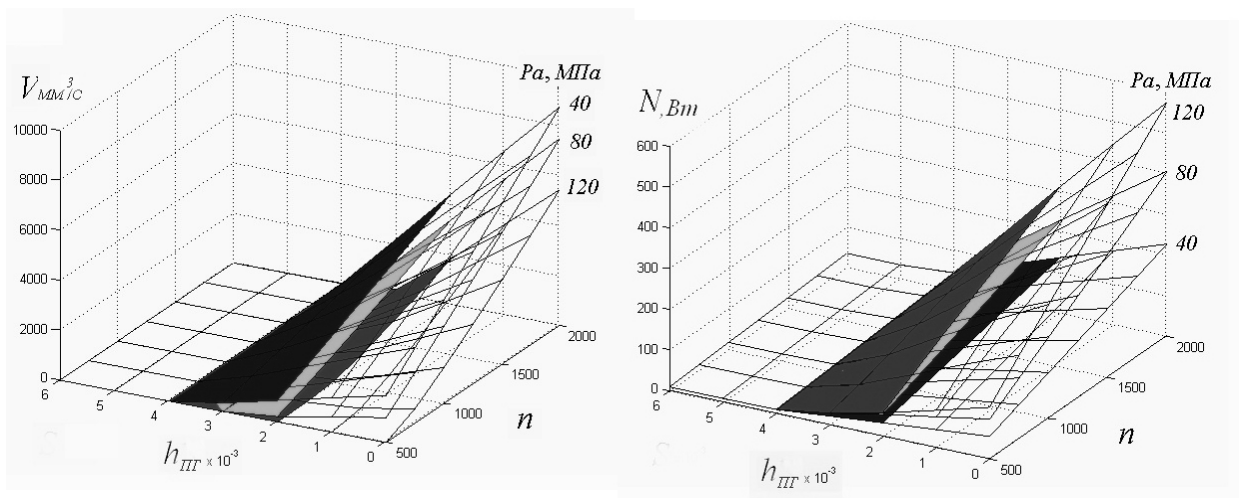


Рис. 5 – Характеристики ТНВД аккумуляторной системы дизеля

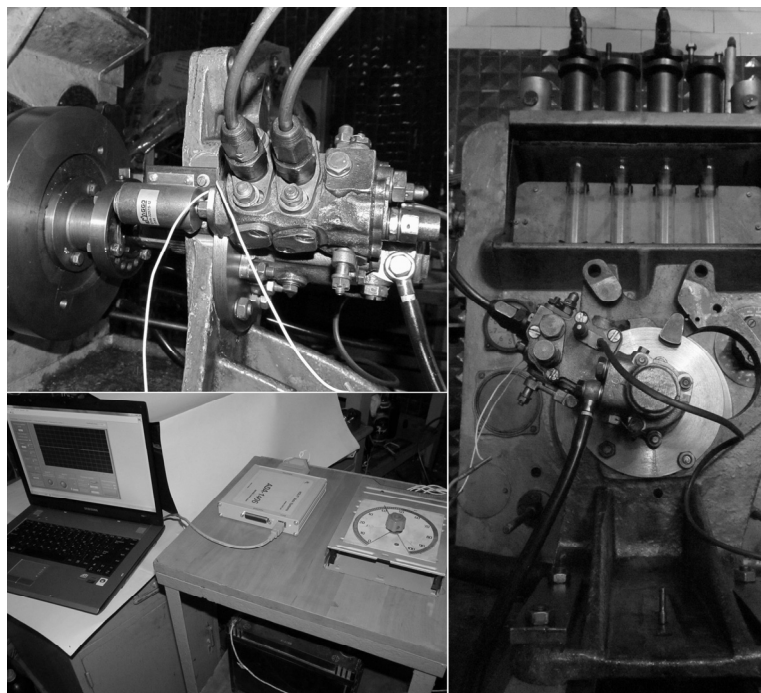


Рис. 6 – Оборудование стенда для проведения безмоторных испытаний ТНВД

Выводы. Предложен и теоретически обоснован принцип управления объёмной подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля, который в отличие от известных использует изменение активного геометрического хода плунжера. В ходе безмоторных испытаний была подтверждена работоспособность предложенной конструкции ТНВД с электромагнитным приводом рейки.

Список литературы: 1. Путинцев С. В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета, испытаний: учебное пособие / С. В. Путинцев. – М., МГТУ им. Н. Баумана, 2011. – 288 с. 2. Врублевский А. Н. Энергетические затраты на привод ТНВД дизеля с аккумуляторной топливной системой / А. Н. Врублевский, А. А. Прохоренко, И. Г. Пожидаев, Д. В. Мешков, А. И. Тимченко // Автомобильный транспорт, 2012. – № 30. – С. 90-95. 3. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Изд-во Легион-Автodata, 2004. – 344 с. 4. Габитов И. И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора. – М.: Изд-во Легион-Автodata, 2008. – 248 с. 5. Грудский Ю. Г. Системы управления дизельными двигателями / пер. с немецкого. Ю. Г. Грудский, А. Г. Иванов. – Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с. 6. Лисовал А. А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой подачи топлива / А. А. Лисовал, С. В. Кострица, А. В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 58-61. 7. Головчук А. Ф. Универсальный электронный регулятор для тракторного дизеля / А. Ф. Головчук, Ю. И. Габриэль // Двигуни внутрішнього згорання. – 2014. – № 1. – С. 31-34. 8. Пожидаев И. Г. Проектирование ПНВД для аккумуляторной топливной системы малолитражного дизеля на базе паливного насоса двигуна 2ДТ / И. Г. Пожидаев, А. О. Прохоренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування, 2014. – № 14 (1057). – С. 89–95. 9.

Прохоренко А. А. Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы отечественного дизеля / А. А. Прохоренко, А. Н. Врублевский, А. В. Грицюк, Г. А. Щербак // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. С. 12 – 17.

Bibliography (transliterated): 1. Putincev S. V. *Mehanicheskie poteri v porshnevyyh dvigateljah: special'nye glavy konstruirovaniya, rascheta, ispytaniy: uchebnoe posobie* / S. V. Putincev. – Moscow: MG TU im. N. Bauman, 2011. – 288 p. 2. Vrublevskij A. N. *Energeticheskie zatraty na privod TNVD dizelja s akkumuljatornoj toplivnoj sistemoj* / A. N. Vrublevskij, A. A. Prohorenko, I. G. Pozhidaev, D. V. Meshkov, A. I. Timchenko // *Avtomobil'nyj transport*, 2012. – No 30. – P. 90-95. 3. Grehov L. V. *Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: uchebnik dlja vuzov* / L. V. Grehov, N. A. Ivashhenko, V. A. Markov. – M.: Izd-vo Legion-Avtodata, 2004. – 344 p. 4. Gabitov I. I. *Tehnicheskoe obsluzhivanie i diagnostika toplivnoj apparatury avtotraktornyh dizelej* / I. I. Gabitov, L. V. Grehov, A. V. Negovora. – Moscow: Izd-vo Legion-Avtodata, 2008. – 248 p. 5. Grudskij Ju. G. *Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami* / per. s nemeckogo. Ju. G. Grudskij, A. G. Ivanov. – Pervoe russkoe izdanie. – Moscow: ZAO «KhZhl «За рулем», 2004. – 480 p. 6. Lisoval A. A. *Mikroprocessornyj reguljator dizelja i raschjot ciklovoj podachi topliva* / A. A. Lisoval, S. V. Kostrica, A. V. Verbovskij // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2010. – No 2. – P. 58-61. 7. Golovchuk A. F. *Universal'nij elektronij reguljator dlja traktornogo dizelja* / A. F. Golovchuk, Ju. I. Gabriel' // *Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja*. – 2014. – No 1. – P. 31-34. 8. Pozhidaev I. G. *Proektuvannja PNVТ dlja akkumuljatornoj palivnoj sistemi malolitrazhnogo dizelja na bazi palivnogo nasosa dviguna 2DT* / I. G. Pozhidaev, A. O. Prohorenko // *Visnik NTU «KhPI». Serija: Transportne mashinobuduvannja*, 2014. – No 14 (1057). – P. 89–95. 9. Prohorenko A. A. *Osnovy podhoda k razrabotke konstrukcii i principa upravlenija TNVD akkumuljatornoj toplivnoj sistemy otechestvennogo dizelja* / A. A. Prohorenko, A. N. Vrublevskij, A. V. Gricjuk, G. A. Shherbakov // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2010. – No 1. P. 12 – 17

Поступила (received) 10.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Пожидаев Иван Геннадиевич – младший научный сотрудник кафедры ДВС НТУ «ХПИ»; тел.: (093) 240-70-53; e-mail: Vanurash@rambler.ru.

Pozhydaev Ivan Gennadiyevych – junior scientist Department of Internal combustion engines NTU «KhPI»; tel.: (093) 240-70-53; e-mail: Vanurash@rambler.ru.

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор технических наук, профессор кафедры ДВС НТУ «ХПИ»; тел.: (057) 707-68-48; e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Prohorenko Andrey Alekseevych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor Department of Internal combustion engines NTU «KhPI»; tel.: (057) 707-68-48; e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

УДК 621.833+621.85

**Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. АНДРИЕНКО,
А. В. БОНДАРЕНКО, Е. М. ИВАНОВ, С. А. КАШУБА**

АНАЛИЗ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ЗУБЧАТЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ С ЭВОЛЮТНЫМ ПРОФИЛЕМ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Эволютное зацепление – это семейство профилей с выпукло-вогнутым контактом для зубчатых и цепных передач. В статье рассмотрена методика анализа НДС с учетом контактного взаимодействия в эволютном зацеплении методом конечных элементов. Она заключается в создании параметрической 3D-модели зубчатой или цепной передачи, построении упрощенной расчетной модели и создании конечно-элементной сетки. Выполнены тестовые расчеты, получены распределения контактных напряжений и проведен анализ НДС для зубчатой пары и пары зуб–втулка.

Ключевые слова: зубчатая передача, цепная передача, эволютное зацепление, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактное напряжение.

Введение. Актуальность задачи. Основными причинами выхода из строя зубчатых передач являются усталостное выкрашивание и износ активных поверхностей зубьев. Интенсивный износ зубьев звездочек характерен для цепных передач с втулочными цепями без роликов в передачах сельскохозяйственных и горных машин, а также для гусеничного движителя. Как известно, выкрашивание и износ зубьев зависят от интенсивности контактных напряжений в зацеплении, которую можно снизить увеличением приведенного радиуса кривизны профилей ρ_H . Основным способом увеличения ρ_H без роста габаритов передачи заключается в применении зацепления с выпукло-вогнутым контактом зубьев. Следовательно, разработка и исследование зацеплений для зубчатых и цепных передач, обеспечивающих выпукло-вогнутый контакт, является актуальной задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Одним из перспективных путей решения этой задачи является применение так называемого эволютного зацепления. Это семейство профилей для зубчатых и цепных передач с выпукло-вогнутым контактом, разработанное украинским ученым А.И. Павловым [1] и основанное на построении Бобилье [2]. Данное построение заключается в замене зубчатого зацепления четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом. Регулируя геометрические размеры механизма, можно синтезировать зацепления с различными геометро-кинематическими показателями, непосредственно влияющими на контактную прочность и износостойкость.

Контактные напряжения в зацеплении целесообразно исследовать методом конечных элементов (МКЭ), который позволяет анализировать напряженно-деформированное состояние (НДС) всего зуба, а именно, получить полную и достоверную картину распределения деформаций и напряжений по поверхности контакта и в глубине зуба. Рассмотрим основные этапы, которые необходимо выполнить в процессе анализа НДС зуба при помощи МКЭ.

1. Синтез геометрии зубьев. Выполнив построение Бобилье, мы получаем дифференциальное уравнение второго порядка, которое описывает движение точки контакта между зубьями (или зубом и втулкой цепи для цепной передачи). Для зубчатой пе-

редачи уравнение принимает следующий вид [1]:

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

а для цепной передачи [3]:

$$y_0'' = \frac{y_0'(1 + y_0'^2)(r_0 f - k)(1 - Ay_0')}{x_0(r_0 f - k)(1 - Ay_0') + y_0' r_0 k f}; \quad (2)$$

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}},$$

где x_0, y_0 – координаты точек профиля зуба в системе координат, начало которой совпадает с полюсом зацепления P , а ось x_0 является касательной к делительной окружности радиусом r_0 ; f – коэффициент трения скольжения в зацеплении; $k = h \sin \alpha_0$ – так называемый коэффициент разновидности эволютного зацепления [1], являющийся одним из его важнейших параметров: он позволяет управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи (h – расстояние между полюсом зацепления и центром вращения шатуна заменяющего механизма; α_0 – угол зацепления в полюсе).

Решая уравнение (1), мы получаем профиль зуба рейки, от которого известными методами преобразования [2] можно перейти к огибающему профилю зуба колеса. При решении уравнения (2) мы сразу получаем профиль зуба звездочки.

На рис. 1 показаны образцы синтезированных профилей зубьев для зубчатой и цепной передач. Решение уравнений (1) и (2) было получено численным методом Рунге-Кутты в системе MathCAD при помощи встроенной функции *Rkadapt* [3, 4]. Профили построены в системе координат x, y , начало которой совпадает с центром вращения колеса. Для цепной передачи ось y совпадает с осью симметрии зуба, а для зубчатой передачи ось y совпадает с осью симметрии впадины.

2. Построение параметрической твердотельной модели. Для построения параметрических моделей зубчатой пары и пары звездочка-втулка в качестве базовой CAD-системы была принята Pro/ENGINEER, а в качестве базовой CAE-системы – ANSYS Workbench.

Рабочий профиль и переходная кривая эволютного зуба были построены по 200 точкам в плоскости xu с точностью координат 7 знаков после запятой. Точки профиля были размещены в рабочей плоскости при помощи инструмента *Datum Point*. Затем при помощи инструмента *Curve* по этим точкам была выполнена сплайн-интерполяция профиля.

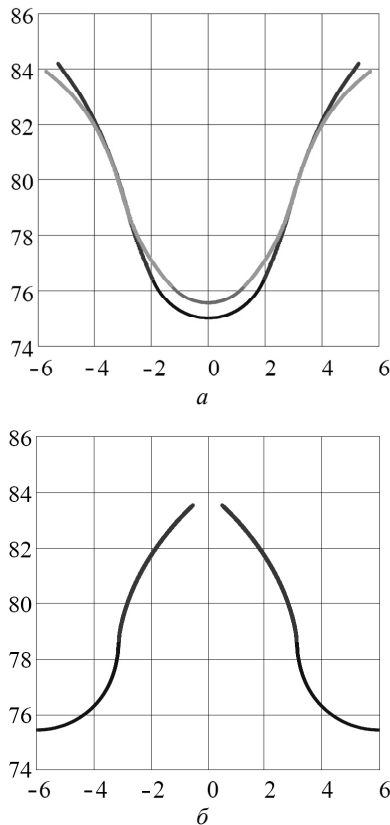


Рис. 1 – Профили синтезированных зубьев:
 а – сопряженная пара зубьев зубчатой передачи с параметрами – $m=4\text{мм}$, $\alpha_0=15^\circ$, $z_1=20$, $z_2=40$, $k=-5$;
 б – зуб звездочки цепной передачи с параметрами – шаг цепи $t=25,4\text{мм}$, $z=20$, $k=-5$

Численное решение дифференциального уравнения второго порядка (1) или (2) содержит погрешность, приводящую к отклонению синтезированного профиля зуба от теоретического. Заданием высокой точности решения и увеличением количества точек интегрирования можно получить практически полное совпадение этих профилей. Система Pro/ENGINEER позволяет оценить кривизну построенной кривой (рис. 2) при помощи инструмента *Curvature*. Из анализа графика видно, что кривизна имеет сглаженные плавные переходы. Следовательно, при создании конечно-элементной модели на базе рассматриваемой геометрии будет достигнута высокая степень точности кривизны профиля, что особенно важно в зоне контакта.

3. Построение конечно-элементной модели. В качестве расчетной модели зубчатой пары приняты секторы шестерни и колеса. Для случая цепной передачи использован сектор звездочки и одна втулка цепи. В обоих случаях сектор состоит из трех зубьев и обода толщиной 3 модуля [5]. Ширина сектора равна половине ширины зуба шестерни или звездочки. В

САЕ-системе задается симметрия относительно срединной плоскости колеса, а также удаляются фаски и скругления. В зоне контакта зубьев зубчатой передачи и контакта втулки с зубом звездочки создается область в виде полуцилиндра диаметром 1,5мм. Это необходимо для задания размера конечных элементов (КЭ), сопоставимых с размером пятна контакта. Такие упрощения позволят сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

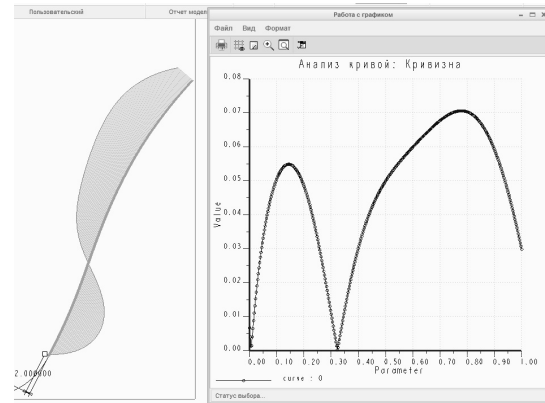


Рис. 2 – Кривизна рабочего профиля эволютного зуба

4. Выполнение тестовых расчетов и анализ НДС. После импорта модели в программу ANSYS Workbench для расчета нужно внести или создать следующие данные [6]:

- создание поверхностей контакта в полюсе с коэффициентом трения 0,1;
- применение свойств материала (сталь): коэффициент Пуассона $\nu=0,3$; модуль упругости $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5\text{МПа}$; плотность $\rho=7850\text{кг/м}^3$;
- тип элементов: для вставки – "hex dominant"; для остальной части – "tetrahedrons";
- размер элемента: для области в зоне контакта 0,1мм и 0,05мм; для остальной части 3мм;
- создание крутящего момента на шестерне вокруг оси z величиной 281,3Н;
- внесение граничных условий: для зубчатого колеса – полное фиксирование; для шестерни – ограничение всех степеней свободы кроме вращения вокруг оси z .

В результате создания КЭ модели было получено 247 тыс. узлов и 84 тыс. элементов. На рис. 3,а,б показан общий вид КЭ моделей, а на рис. 3,в – область в зоне контакта зубьев с более мелкой сеткой.

По результатам расчета было получены распределения контактных напряжений на компьютерных моделях, показанные на рис. 4 и 5.

Расчет по формуле Герца дает одинаковые значения напряжений по всей длине контактной линии. В свою очередь, расчет при помощи МКЭ учитывает краевые эффекты, поэтому в случае равной ширины зубчатых венцов шестерни и колеса контактные напряжения у торцов зубьев уменьшаются.

Как видно из рис. 4,б, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [6].

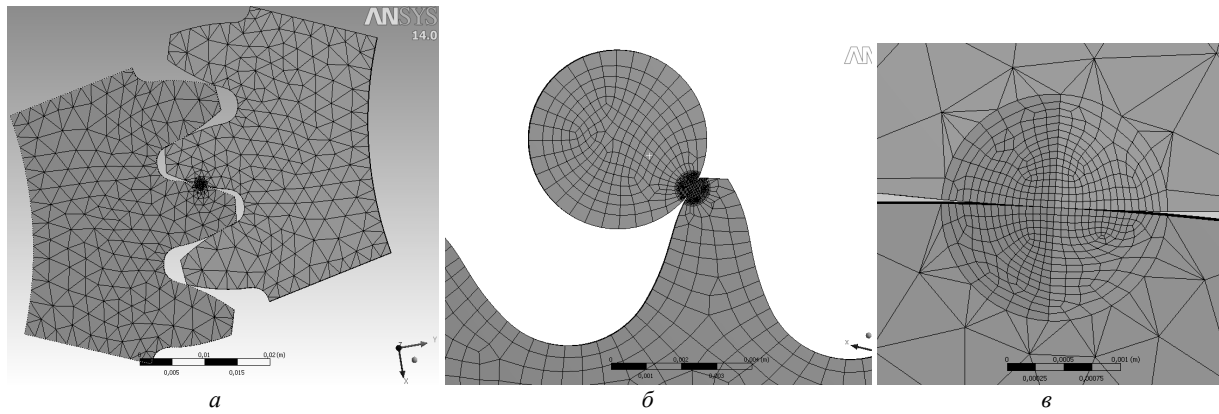


Рис. 3 – Конечно-элементные модели:
 а – зубчатой пары; б – пары звездочка-втулка цепной передачи; в – область в зоне контакта

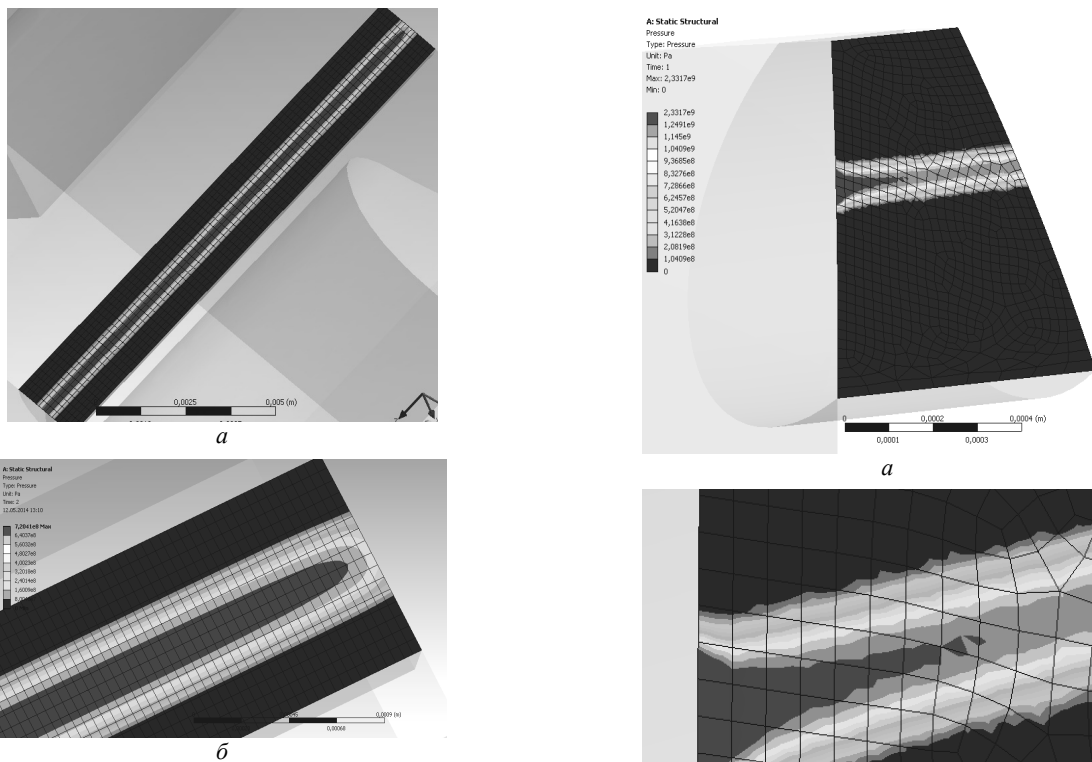


Рис. 4 – Контактные напряжения в зубчатой передаче:
 а – пятно контакта по половине ширины зуба;
 б – краевой эффект

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта 0,05мм для определения погрешности расчета. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов по МКЭ и формуле Г. Герца приведены в таблице.

Таблица – Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента, мм	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные напряжения по МКЭ, МПа	Контактные напряжения по Герцу, МПа
0,1	247	84	680	802
0,05	490	168	720	

Анализ полученных результатов показывает, что с уменьшением размера КЭ повышается точность результата, однако серьезно возрастают временные и вычислительные затраты.

Рис. 5 – Контактные напряжения в цепной передаче:
 а – пятно контакта по половине ширины зуба;
 б – краевой эффект

В заключение приведем эквивалентные напряжения по Мизесу – на поверхности контакта $\sigma_H^{эКВ} = 0,4\sigma_H$ и глубинные $\sigma_{Нглуб}^{эКВ} = 0,56\sigma_H$. Расчет по глубинным напряжениям имеет большое значение для зубьев, подвергнутых поверхностной термической и химико-термической обработке.

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу показано на рис. 6,а и 7,а. Для большей наглядности и оценки концентрации глубинных напряжений приведены рис. 6,б и 7,б. Они отображают изменение напряжений по Мизесу в сечении зуба (в данном случае – посередине венца); такая возможность является преимуществом в расчетах с помощью МКЭ.

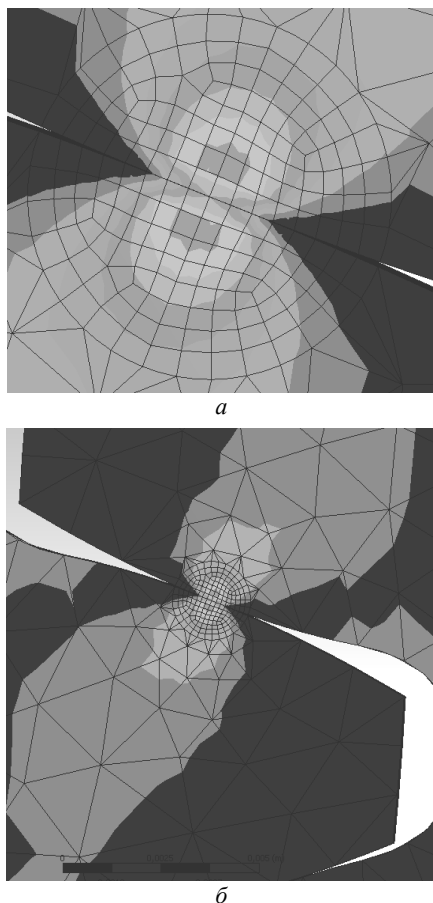


Рис. 6 – Эквивалентные напряжения в зубчатой передаче: а – по Мизесу; б – по Мизесу в глубине зуба

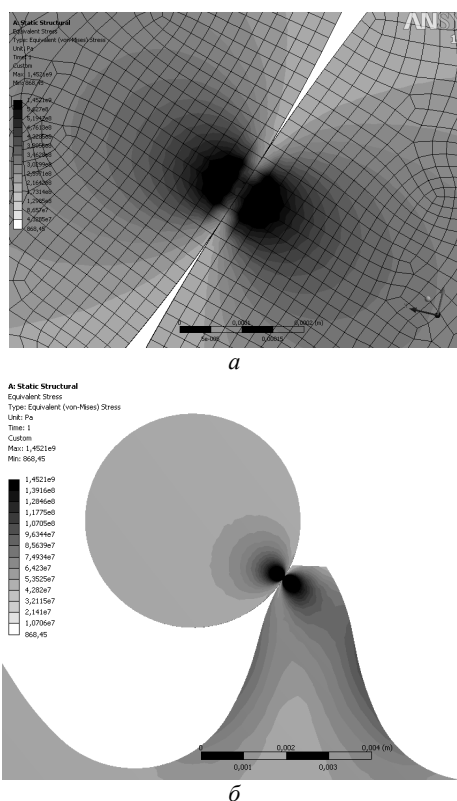


Рис. 7 – Эквивалентные напряжения в цепной передаче: а – по Мизесу; б – по Мизесу в глубине зуба

Анализ рис. 6,б и 7,б показывает характерные концентраторы напряжений в теле зуба около пятна контакта.

Выводы:

1. Эволютное зацепление с выпукло-вогнутым контактом позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых и цепных передач по критериям контактной выносливости и износостойкости.

2. Выполнен синтез профилей эволютного зубчатого и цепного зацеплений на основе построения Бобиле. Получено численное решение разрешающих дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты.

3. На основе синтезированных профилей построены твердотельные параметрические модели эволютных зубчатой пары и пары звездочка-втулка. Анализ кривизны рабочего профиля зуба показал пригодность модели к расчету контактного взаимодействия.

4. Усовершенствована методика модификации компьютерной модели для импорта в САЕ-систему. Основной необходимостью для этого была экономия ресурсов компьютера и времени для расчета методом конечных элементов.

5. Проведен анализ НДС зуба цилиндрической и цепной передач. Определены контактные напряжения и эквивалентные напряжения по Мизесу.

6. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи Герца, показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта, равным 0,1мм, погрешность составила 15%, а при размере КЭ 0,05мм – 10%, что является допустимым для инженерных расчетов.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. – 584с. 3. Андриенко С.В., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобиле // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8. 4. Андриенко С.В., Устиненко А.В., Протасов Р.В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роlikовой передачи // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.10-15. 5. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383с. 6. Бруйка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271с.

Bibliography (transliterated): 1. Pavlov A.I. Sovremennaja teorija zubchatyh zaceplenij. – Kharkov: KhNADU, 2005. – 100p. 2. Litvin F.L. Teorija zubchatyh zaceplenij. – Moscow: Nauka, 1968. – 584p. 3. Andrienko S.V., Ustinenko A.V. Modelirovanie profilja zuba zvezdochki cepnoj peredachi na osnove postroenija Bobil'e // Visnyk NTU "KhPI". Zb. nauk. prac'. Serija: Problemy mehanichnogo pryvodu. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. – No40(1013). – P.5-8. 4. Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Protasov R.V. Chislennoe reshenie zadachi sinteza profilja zuba zvezdochki cepnoj vtulochno-rolikovoj peredachi // Visnyk NTU "KhPI". Zb. nauk. prac'. Serija: Problemy mehanichnogo pryvodu. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – No31(1074). – P.10-15. 5. Ivanov M.N. Detali mashin: Ucheb. dlja studentov vuzov / Pod red. V.A. Finogena. – 6-e izd., pererab. – Moscow: Vyssh. shk., 2000. – 383p. 6. Brujaka V.A. Inzhenernyj analiz v ANSYS Workbench: Uchebnoe posobie. – Samara: Samar. gos. tehn. un-t, 2010. – 271p.

Поступила (received) 25.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Протасов Роман Васильевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Protasov Roman Vasylyevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences, docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", associate professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Андриенко Сергей Владимирович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, аспирант кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Andrienko Sergej Vladimirovich – Kharkov National Automobile and Highway University, postgraduate at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Бондаренко Алексей Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: avbondko@gmail.com.

Bondarenko Aleksej Viktorovich – Candidate of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior lecturer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: avbondko@gmail.com.

Иванов Евгений Мартьянович – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: repositiv@mail.ru.

Ivanov Evgenij Martynovich – Candidate of Technical Sciences, docent, Kharkov National Automobile and Highway University, associate professor at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: repositiv@mail.ru.

Кашуба Светлана Антоновна – кандидат технических наук, доцент, Харьковская государственная академия дизайна и искусств, доцент кафедры инженерно-технических дисциплин; тел.: (057) 706-28-11; e-mail: mx72mx@gmail.com.

Kashuba Svetlana Antonovna – Candidate of Technical Sciences, docent, Kharkov State Academy of Design and Arts, associate professor at the Department of engineering and technical disciplines; tel.: (057) 706-28-11; e-mail: mx72mx@gmail.com.

УДК 621.436

А. В. САВЧЕНКО, Д. В. МЕШКОВ

ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Выполнен аналитический обзор экспериментальных исследований по влиянию применения водотопливных эмульсий на экологические, энергетические, экономические и другие показатели дизеля: крутящий момент, мощность, уровень выбросов оксидов азота, удельный эффективный расход топлива. Рассмотрены механизмы воздействия водотопливных эмульсий на рабочий процесс дизеля. Отдельно рассмотрено влияние содержания воды в водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания топлива на показатели дизеля.

Ключевые слова: водотопливная эмульсия; рабочий процесс; выбросы оксидов азота; микровзрыв

Введение

Задачи энергосбережения и экологической безопасности при работе энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания входят в число важнейших задач, стоящих перед учёными и инженерами всего мира. При проектировании современных двигателей особое внимание уделяется их экономичности и минимизации вредного воздействия на окружающую среду.

Улучшение экологических и экономических показателей дизеля требует рациональной организации процесса смесеобразования. Качество смесеобразования можно улучшить посредством изменения ряда параметров дизеля: давление впрыскивания топлива, диаметр и количество распыливающих отверстий форсунки. Однако следует отметить, что резервы повышения качества смесеобразования такими методами практически исчерпаны и дальнейшее существенное улучшение качества смесеобразования сопряжено со значительными трудностями [1, 7].

Одним из способов уменьшения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей является подача воды с топливом в камеру сгорания [1-3, 7-9]. К преимуществам данного способа следует отнести то, что он не требует существенных изменений в конструкции дизеля.

Анализ результатов исследований

Исследованы несколько методов подачи воды в камеру сгорания дизеля: впрыскивание воды форсункой во впускной коллектор, впрыскивание воды в камеру сгорания отдельной форсункой, впрыскивание в камеру сгорания эмульсии воды с топливом через единую форсунку. Наиболее эффективным с точки зрения экономических и экологических показателей является впрыскивание в цилиндр водотопливной эмульсии [1-3, 7].

Были проведены исследования [1, 2] влияния содержания воды в водотопливной эмульсии на характеристики дизеля, которые показали, что увеличение содержания воды позволяет заметно снизить удельный эффективный расход топлива (рис. 1) и уровень выбросов NO_x (рис. 2).

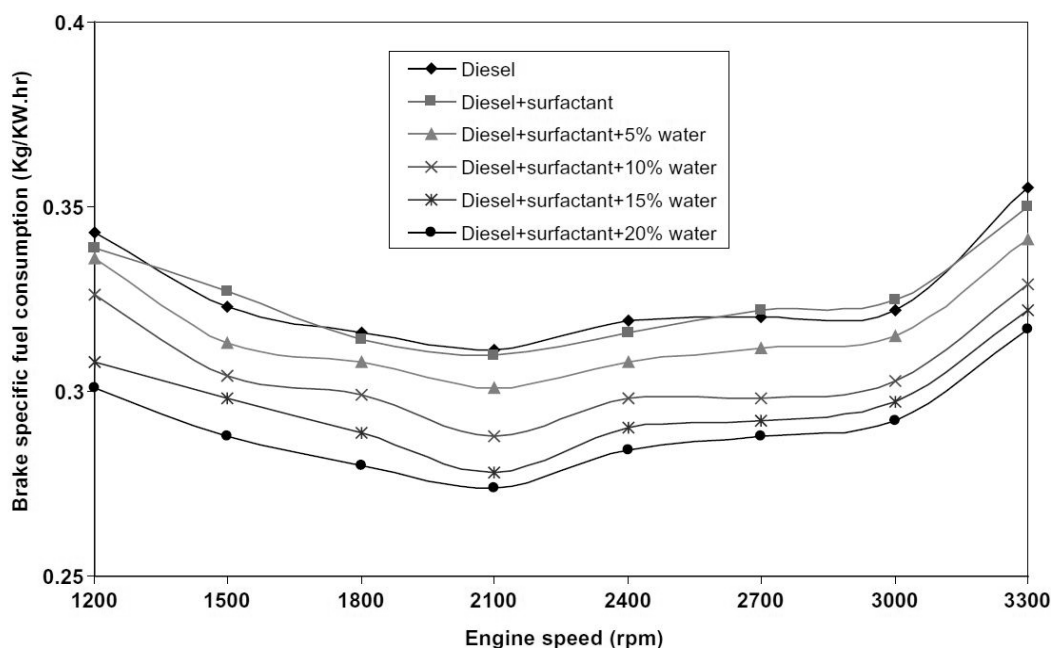


Рис. 1 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала для топлива с различным содержанием воды

© А. В. Савченко, Д. В. Мешков, 2015

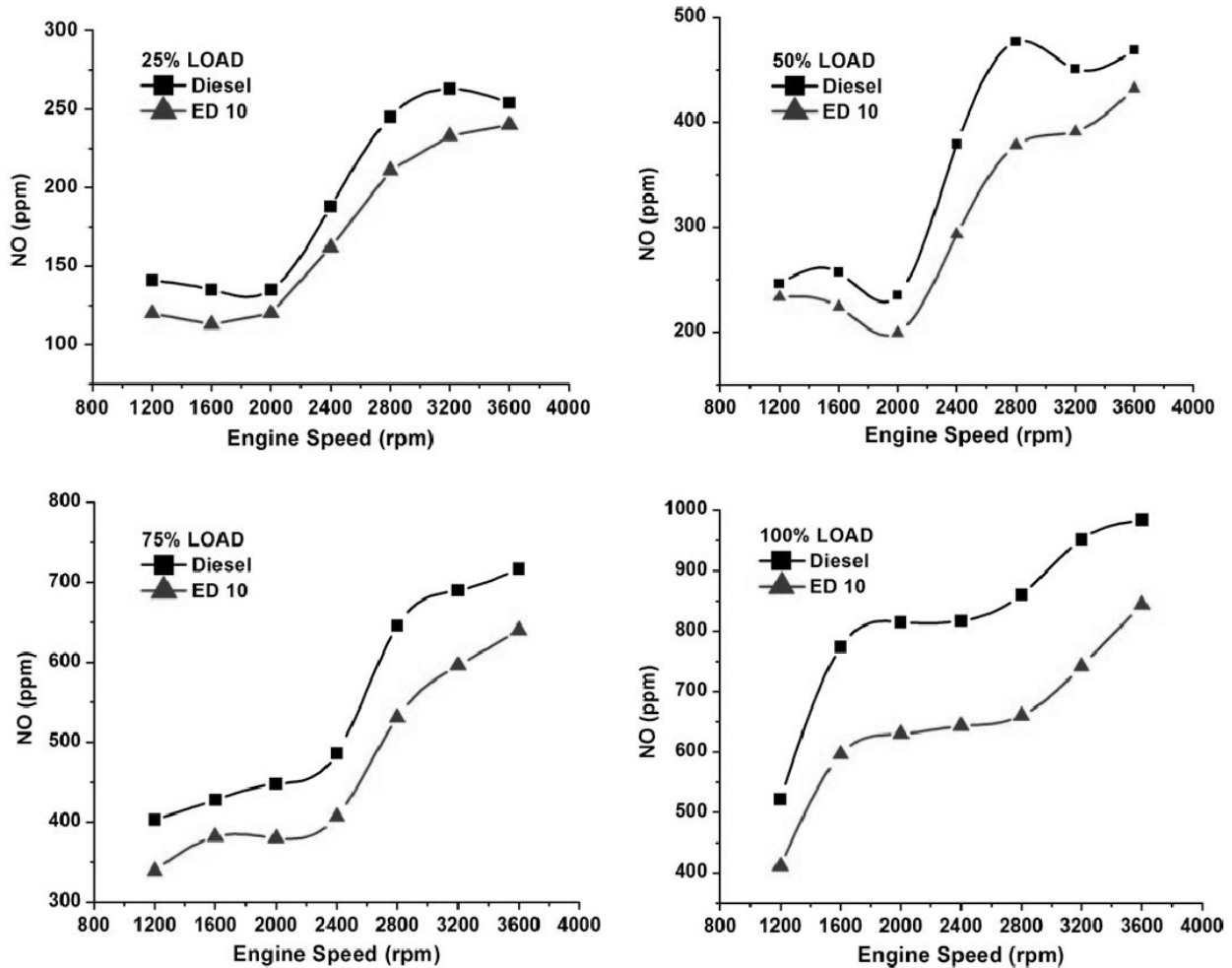


Рис. 2 – Зависимость уровня выбросов оксидов азота от частоты вращения коленчатого вала для водотопливной эмульсии с содержанием воды 10 % и чистого дизельного топлива при различной нагрузке

Из приведённых на рис. 2 графиков видно, что удалось добиться значительного снижения выбросов оксидов азота на всех режимах работы дизеля [2]. Это может быть объяснено тем, что высокая температура и давление в цилиндре двигателя являются одними из основных источников образования оксидов азота. Использование водотопливных эмульсий позволяет снизить максимальную температуру рабочего цикла. Следовательно, применение водотопливных эмульсий позволяет снизить уровень образования NO_x .

Для оценки влияния водотопливной эмульсии на рабочий процесс был проведён комплекс стендовых испытаний дизеля [2], включающий индицирование двигателя, результаты которого приведены на рис. 3. Скорость тепловыделения в цилиндре дизеля при работе на водотопливной эмульсии и чистом дизельном топливе приведены на рис. 4. Скорость и полнота сгорания топлива определяются локальными значениями температур и концентраций реагирующих компонентов, т.е. в значительной степени качеством смесеобразования. В результате исследования рабочего процесса ДВС при использовании водотопливных эмульсий было установлено, что при сгорании увеличивается период задержки воспламенения при одновременном уменьшении общей продолжительности сгорания, снижаются

выбросы NO_x и сажи [2]. Во многом влияние водотопливной эмульсии на рабочий процесс дизеля объясняется явлением микровзрыва [5, 7]. Микровзрыв заключается во вторичном распылении топлива под действием давления водяных паров, которые образуются в процессе кипения воды внутри капли водотопливной эмульсии. В ходе исследований данного явления было определено, что содержание воды в капле эмульсии оказывает значительное влияние на момент микровзрыва. Проведённые японскими учёными экспериментальные исследования [4] по изучению поведения капли водотопливной эмульсии при нагреве свидетельствуют о том, что повышение содержания воды в эмульсии вызывает снижение температуры возникновения микровзрывов. Согласно исследованиям [5], использование водотопливной эмульсии позволяет снизить нагарообразование на стенках камеры сгорания, а также удалить существующие отложения нагара. В ходе исследований влияния водотопливных эмульсий на безотказность и долговечность дизеля были получены результаты, которые свидетельствуют об отсутствии какого-либо заметного ухудшения по сравнению с дизельным топливом.

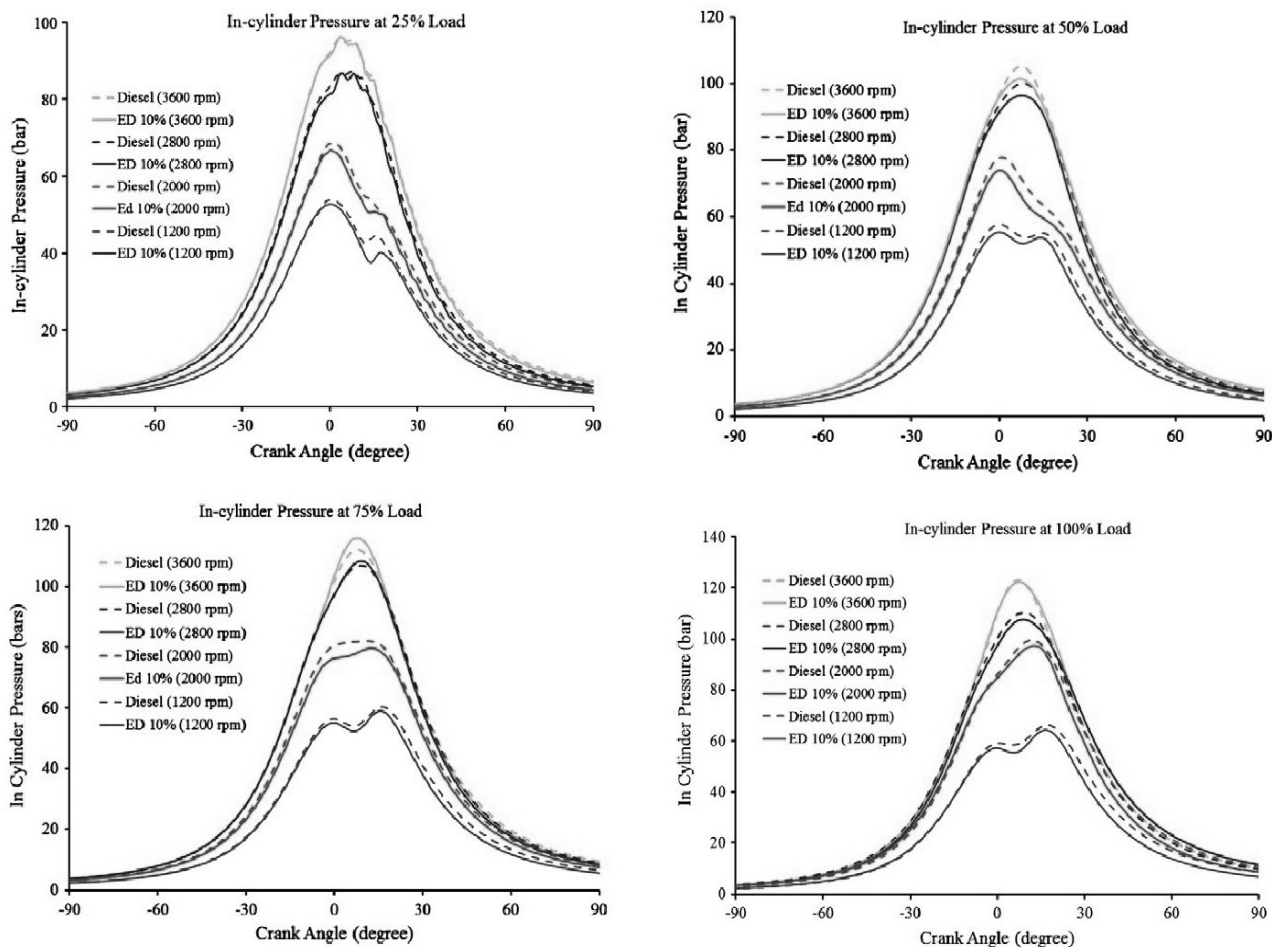


Рис. 3 – Индикаторные диаграммы дизеля при работе на водотопливной эмульсии с содержанием воды 10 % и чистом дизельном топливе при разных нагрузках и частоте вращения коленчатого вала

Это объясняется тем, что частицы воды в эмульсии всегда окружены прочной плёнкой топлива, предохраняющей металлические детали от контакта с водой [5]. Однако следует отметить, что чрезмерное

повышение содержания воды в водотопливной эмульсии может вызвать попадание воды в моторное масло, что приведёт к потере его свойств.

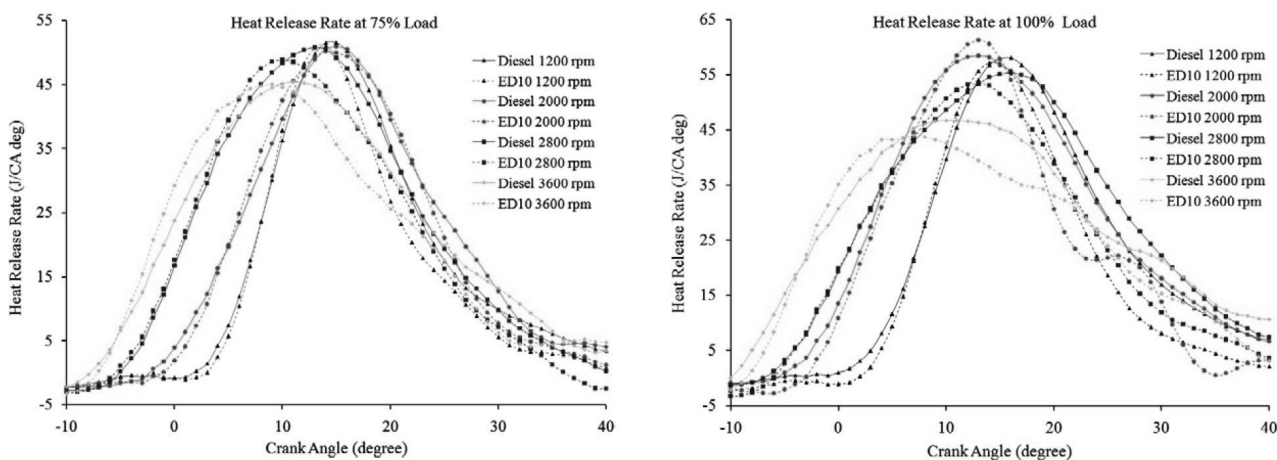


Рис. 4 – Скорость тепловыделения в цилиндре дизеля при работе на водотопливной эмульсии с содержанием воды 10 % и чистом дизельном топливе при разных нагрузках и частоте вращения коленчатого вала

Были проведены исследования по определению оптимального установочного угла опережения

впрыскивания топлива на заданном режиме работы дизеля для различных по составу водотопливных

эмульсий [6]. Результаты свидетельствуют о том, что оптимальные значения указанных параметров позволяют добиться одновременного улучшения экономических и экологических показателей дизеля. Следует отметить, что авторы данного исследования производили поиск оптимального сочетания установочного угла опережения впрыскивания топлива и содержания воды в водотопливной эмульсии исключительно опытным путём. Ввиду этого представляется целесообразной разработка методики расчётно-экспериментального исследования для определения оптимальных параметров дизеля при его работе на водотопливной эмульсии и проведение комплекса стендовых испытаний.

Вывод

Применение водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей является одним из способов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, а также снижения удельного эффективного расхода топлива. Однако ряд исследований показывает, что ввиду отличия свойств водотопливных эмульсий от свойств дизельного топлива, характеристики рабочего процесса дизеля при работе на этих двух видах топлива будут значительно отличаться. Следовательно, для наиболее полного использования энергетического потенциала водотопливной эмульсии необходимо выбирать параметры дизеля, исходя из свойств этого вида топлива. В этой связи представляется целесообразной разработка методики расчётно-экспериментального исследования для определения оптимальных параметров дизеля.

Список литературы: 1. *Abu-Zaid M.* Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions / *M. Abu-Zaid* // Energy Conversion and Management – 2004 – № 45 – с. 697-705 2. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition / *M. Fahd, Y. Wenming, P. Lee* [и др.] // Applied Energy – 2013 – № 102 – с. 1042-1049 3. *Greeves G.* Effects of water introduction on diesel engine combustion and emission /

G. Greeves, I. M. Khan, G. Onion // Power systems – 1977 – № 1 – с. 321-336 4. Water-coalescence in an oil-in-water emulsion droplet burning under microgravity / *D. Segawa, H. Yamasaki, T. Kadota* [и др.] // Proceedings of the Combustion Institute – 2000 – № 28 – с. 985-990 5. *Патров Ф. В.* Использование водотопливной эмульсии при эксплуатации судовых ДВС / *В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев* // Вестник АГТУ – 2009 – № 1 – с. 223-225 6. Улучшение показателей дизеля, работающего на водотопливной эмульсии / *М. Г. Шатров, Б. А. Кудряшов, А. Ю. Дунин* [и др.] // Известия ВолгГТУ – с. 62-66 7. *Свистула А. Е.* Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля при дополнительном диспергировании топлива / *А. Е. Свистула* // Наука и образование – 2007 – № 4 8. *Патров Ф. В.* Снижение концентрации оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при использовании водотопливных эмульсий / *В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев* // Вестник АГТУ – 2010 – № 1 – с. 141-146 9. *Кульчицкий А. Р.* Улучшение экологических характеристик дизелей применением водотопливных эмульсий / *А. Р. Кульчицкий, А. М. Атттия, А. Н. Гоц* // Фундаментальные исследования – 2013 – № 10-7 – с. 1419-1422.

Bibliography (transliterated): 1. *Abu-Zaid M.* Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions / *M. Abu-Zaid* // Energy Conversion and Management – 2004 – No 45 – p. 697-705 2. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition / *M. Fahd, Y. Wenming, P. Lee* [и др.] // Applied Energy – 2013 – No 102 – p. 1042-1049 3. *Greeves G.* Effects of water introduction on diesel engine combustion and emission / *G. Greeves, I. M. Khan, G. Onion* // Power systems – 1977 – No 1 – p. 321-336 4. Water-coalescence in an oil-in-water emulsion droplet burning under microgravity / *D. Segawa, H. Yamasaki, T. Kadota* [и др.] // Proceedings of the Combustion Institute – 2000 – No 28 – p. 985-990 5. *Patrov F. V.* Ispolzovanie vodotoplivnoy emulsii pri ekspluatatsii sudovyyih DVS / *V. F. Patrov, O. S. Vahromeev* // Vestnik AGTU – 2009 – No 1 – p. 223-225 6. Uluchshenie pokazateley dizelya, rabotayushego na vodotoplivnoy emulsii / *M. G. Shatrov, B. A. Kudryashov, A. Yu. Dunin*, [и др.] // Izvestiya VolgGTU – p. 62-66 7. *Svistula A. E.* Snizhenie rashoda topliva i vrednyih vyibrosov dizelya pri dopolnitelnom dispergirovanii topliva / *A. E. Svistula* // Nauka i obrazovanie – 2007 – No 4 8. *Patrov F. V.* Snizhenie konsentratsii oksidov azota v otrabotavshih gazah sudovyyih dizeley pri ispolzovanii vodotoplivnyih emulsiy / *V. F. Patrov, O. S. Vahromeev* // Vestnik AGTU – 2010 – No 1 – p. 141-146 9. *Kulchitskiy A. R.* Uluchshenie ekologicheskikh harakteristik dizeley primeneniem vodotoplivnyih emulsiy / *A. R. Kulchitskiy, A. M. Attiya, A. N. Gots* // Fundamentalnyie issledovaniya – 2013 – No 10-7 – p. 1419-1422.

Поступила (received) 09.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Савченко Анатолий Викторович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Харьков, Украина, тел.: (096) 402-38-38, e-mail: never_surrender_89@mail.ru

Savchenko Anatolii Viktorovich – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», post-graduate student of the chair of «Internal combustion engines», Kharkiv, Ukraine, tel.: (096) 402-38-38, e-mail: never_surrender_89@mail.ru.

Мешков Денис Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Харьков, Украина, тел.: (050) 954-59-37, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

Meshkov Denis Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Associate Professor at the Department of «Internal combustion engines», Kharkiv, Ukraine, tel.: (050) 954-59-37, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

УДК 539.3

**Н. Е. СЕРГИЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, А. Н. СЕРГИЕНКО, А. Ю. ВАСИЛЬЕВ, А. В. ГРАБОВСКИЙ,
В. Г. МАЙДАНИК, М. А. ЧУБАНЬ**

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ СОЗДАНИИ КАРКАСА КАБИН

Требование современности – сокращение сроков и стоимости внедрения новых конструкций. В статье предложен общий подход к рациональному проектированию каркаса кабины трактора. В качестве основы исследований привлекаются результаты расчета напряженно-деформированного состояния при помощи метода конечных элементов. На примере тестовых задач проиллюстрировано влияние вариантов расчетных схем, схем нагружения, моделей поведения материала на результаты расчетов. Намечены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: каркас кабины трактора, напряженно-деформированное состояние, твердотельная модель, поверхностная модель, балочная модель, нелинейность материала, метод конечных элементов.

Введение. Технический уровень конструкции, сроки и затраты на внедрение новой техники и отдельных узлов, а также модернизация созданных машин во многом определяют технологии проектирования и изготовления, качество используемых материалов, профессионализм специалистов разработчиков и ученых в этой области.

На протяжении многих лет Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе (ХТЗ), Харьковский завод тракторных самоходных шасси (ХЗТСШ) и другие предприятия отрасли работают в этом направлении с ведущими кафедрами Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ»). Благодаря выполнению теоретических исследований в ходе создания техники удавалось определить слабые места в элементах конструкции, что позволило оперативно принять решения по изменению параметров, характеристик материала.

Предприятия, выпускающие трактора, автомобили и другую транспортную технику, постоянно ведут работы по повышению технического уровня машин в целом, а также отдельных узлов, агрегатов, элементов несущей системы, ходовой части и др. [1–15].

Этапы создания конструкции оговорены нормативными документами и проверены практикой, при этом исключить некоторые из них не всегда представляется возможным. Сегодня важно сократить сроки и стоимость внедрения новых конструкций. Одним из направлений в этом вопросе является применение новых методов, средств, технологий проектирования и доводки конструкции до оптимального уровня. Техническое и эстетическое качества проектирования конструкции также во многом определяются вышеуказанным.

В частности, теоретические исследования позволяют без изготовления опытных образцов, тензометрирования и испытаний в реальных условиях существенно ускорить выполнение каждого из предусмотренных этапов, выбрать при этом рациональную конструкцию. Без сомнения,

реализация современных методов исследований возможна лишь при наличии современных программ, мощных компьютеров, специалистов-исследователей, проектировщиков, ученых, профессионально владеющих указанными средствами, принципами и идеологией конструирования.

При создании новых машин, модернизации существующих целесообразно решать вопросы в первую очередь с помощью компьютерного моделирования с использованием, например, метода конечных элементов, позволяющего оценить напряженно-деформированное состояние (НДС), тепловую нагруженность и другие характеристики, свойства, параметры и показатели.

Постановка задачи. Рассмотрим постановку задачи на примере оптимизации каркаса кабины трактора. Кабина является важной составляющей конструкции трактора. Первостепенной ее функцией является обеспечение безопасности тракториста при аварийных ситуациях. Проверкой этих требований по нормативным документам к кабине является оценка сохранения зоны жизненного пространства при авариях. Часто по производственным или технологическим соображениям на заводах конструкция выполняется с заведомо завышенными массой, запасом прочности и жесткостью. С одной стороны, обеспечивается зона безопасности тракториста при авариях, но масса кабины становится больше необходимой, что повышает ее стоимость, нерационально используется материал и увеличиваются затраты на изготовление и эксплуатацию. Очень важно отметить то, что при этом существенно снижается энергопоглощающая способность каркаса кабины, а темп нарастания энергии, идущей на деформацию несущей части, не соответствует требуемым зависимостям. Это негативно сказывается на нагруженности других узлов и соединений трактора при авариях. Исходя из этого, возникает необходимость поиска путей совершенствования каркаса кабины трактора.

Отработка конструкции на натурных образцах – достаточно дорогостоящая работа и требует существенных затрат времени. Наиболее

целесообразно это осуществить путем численных исследований.

Уровень НДС, изменение различных показателей создаваемой конструкции каркаса кабины возможно предварительно исследовать современными методами, используя 3D модели. Это предполагает, в первую очередь, создание геометрических и конечно-элементных моделей исследуемого объекта, что и является основной задачей, решаемой на первом этапе исследований.

Моделирование элементов кабины. В современных условиях на этапе создания конструкции кроме конструкторской разработки отдельных деталей и создания двухмерного сборочного чертежа, требуется создание 3D модели изделия в целом со всеми его компонентами и вариантами исполнения. Существование параметрической модели конструкции приводит к появлению возможности использовать ее для предварительных численных исследований, в том числе с оценкой влияния отдельных параметров на поведение конструкции при задаваемых воздействиях, а в дальнейшем – для выбора рациональных решений, обеспечивающих как возможность сборки, так и работоспособность отдельных узлов и конструкции в целом.

Подготовка к исследованиям каркаса начинается с базовой (геометрической) модели, на основе которой строится конечно-элементная модель (КЭМ) (рис. 1).

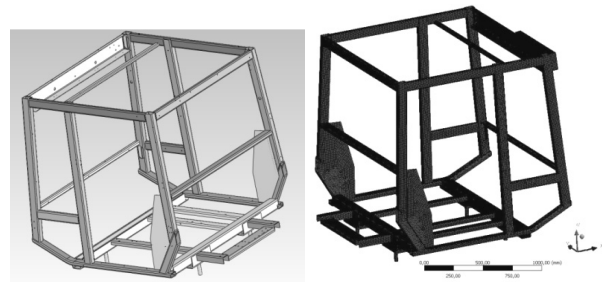


Рис. 1 – Базовая и конечно-элементная 3D модели каркаса

Для расчета каркаса с помощью метода конечных элементов (МКЭ) можно использовать различные постановки и методы описания ее конструктивных элементов [16–18], а именно: объемная конечно-элементная (КЭ) сетка на основе «твердотельной» геометрии; оболочечная КЭ сетка на основе «поверхностной» геометрии и балочная (см. рис. 2 а), б), в), соответственно).

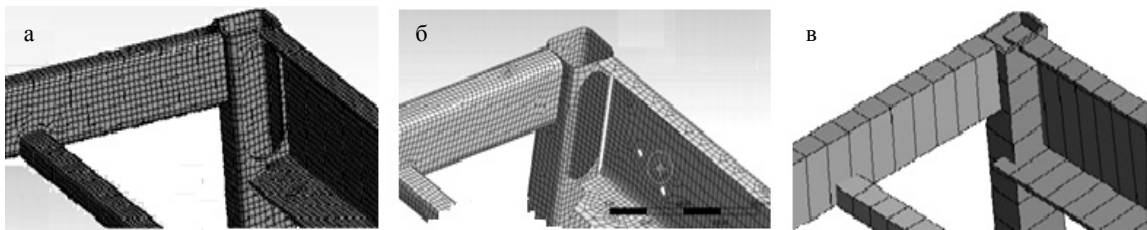


Рис. 2. – Виды конечно-элементных сеток представления каркаса:
а – объемная; б – оболочечная; в – балочная

Проанализируем особенности каждого вида моделей.

Недостатками первого варианта (объемного) являются следующие:

- необходимость существенной доработки геометрии, а именно «заливки» зазоров под сварку. Зазоры имеются практически во всех местах стыковки деталей при разработке трехмерных моделей (рис. 3 а);

- необходимость исправления мелких граней и острых углов (рис. 3 б) из геометрии конструкции каркаса;

- интерференция соединений (рис. 3 в);

- наличие большого количества мелких отверстий, влияющих на уровень напряжений в концентраторах, но слабо влияющих на жесткость конструкции в целом.

При этом возникают повышенные требования к ресурсам компьютера, что особенно критично при решении задачи с учетом нелинейного поведения материалов конструкции. Для расчета процесса деформирования каркаса с учетом пластического течения материалов под действием больших

нагрузок, при использовании КЭ сетки средней точности, необходимо около 20 Гб оперативной памяти. При такой КЭ сетке время расчета одного варианта конструкции до $\frac{1}{4}$ от полного нагружения (в соответствии со стандартом [19]) составляет около 7 часов.

При необходимости внесения изменений в конструкцию каркаса (изменение геометрических параметров, толщин конструктивных элементов и пр.) для поиска работоспособных вариантов конструкции возникает ряд проблем, который требует полного повторения процесса подготовки геометрии, создания КЭ сетки и решения задачи анализа НДС для любого из изменений. Даже наиболее простые варианты изменения конструкции (например, варьирование толщин элементов каркаса) представляет достаточно серьезную проблему.

Преимуществами использования указанного вида модели являются высокая точность результатов и возможность использования конструкторской модели как основы для создания расчетной геометрической и КЭ модели.

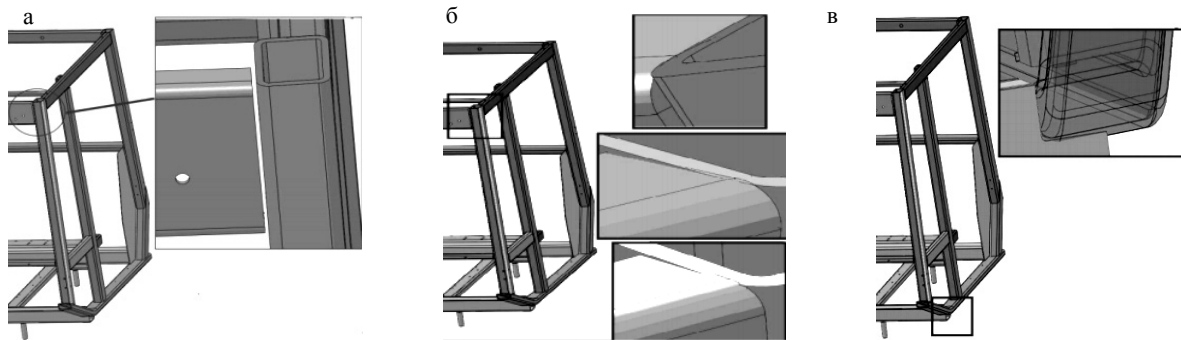


Рис. 3. – Особенности при представлении объемной модели:
а – зазоры; б – мелкие грани, кромки, острые углы; в – интерференция

Оболочечная модель обладает следующими недостатками:

- погрешности поведения деталей в местах их стыковки;
- сложности преобразования твердотельной геометрии модели в поверхностную;
- необходимость «залечивания» зазоров в стыках деталей, образованных в результате иного типа представления геометрии;
- интерференция одних элементов с другими; необходимость проведения частотного анализа для проверки корректности работы всех соединений.

В то же время преимущества использования этого типа модели следующие:

- меньшие требования к вычислительным ресурсам компьютерной техники и более высокая скорость расчета по сравнению с решением модели с твердотельной геометрией (5 ГБ ОЗУ, 5 – 12 часов на полное решение, 450 ГБ дискового пространства для результатов);
- простота изменения толщин конструктивных элементов (нет необходимости перестроения геометрии и сетки).

Особенности использования балочной постановки и методы решения таких КЭ моделей определяют отрицательные стороны:

- необходимость построение модели «с нуля»;
- низкая точность результатов (особенно в местах соединений – в узлах конструкции).

Положительными показателями ее использования являются:

- высокая скорость расчета;
- простота изменения сечений и толщин.

Информация о приблизительных размерах КЭМ, времени на доработку и создание геометрической модели, создание КЭ модели (включая ручное задание свойств и автоматизированное разбиение), требуемый для решения объем оперативной памяти, объем дискового пространства необходимый для сохранения результатов расчета и непосредственно время расчета для трех вариантов постановки приведены в табл. 1. К примеру, КЭ сетка с использованием объемных элементов на основе твердотельной модели (вариант 1) включает 200 тыс. элементов и 1,025 млн. узлов, оболочечная КЭ сетка (вариант 2) содержит около 200 тыс. узлов и элементов, а балочная (вариант 3) содержит буквально полторы тысячи узлов и менее тысячи элементов.

Таблица 1 – Сравнение показателей вариантов принятых моделей

Показатели/ вариант модели	КЭ сетка**	Время доработки модели и геометрии (ч)	Время создание КЭМ		ОЗУ (ГБ)	НЖМД (ГБ)	Время счета (ч)
			подготовка	разбиение			
1	1М n 200К e	12	1 ч	2 ч	20	1,5	28–50
2	210К n 210К e	32	3 ч	20 мин	5	0,45	5–12
3	1,6К n 0,8К e	12	5 ч	1 мин	0,3	0,5	1

**n – узлов; e – элементов; М – миллионов; К – тысяч

При использовании МКЭ крайне важным является корректность задания исходных данных: свойств материала; закрепления и нагружения объекта; параметра конечных элементов сетки – баланс скорости/точности; шаг по времени. В дальнейшем решения по обоснованию применения тех или иных типов сеток, граничных условий и условий нагружения будут осуществляться на основе анализа всех значимых факторов с учетом

специфики исследуемых конструкций и решаемых задач. Однако общее представление об этом можно получить уже на примере решения ряда тестовых задач.

Решение тестовых задач. При сертификационных испытаниях натуральных образцов каркаса их закрепляют в максимальном соответствии с принципами установки реального каркаса на тракторе. Учитывая это, закрепление

каркаса при численних дослідженнях також повинно відповідати реальним умовам. Жесткая «заделка» не відповідає реальним умовам і искажає НДС прилеглих к опоре елементів конструкції і самого каркаса. В реальних умовах при навантаженні спостерігаються деформації як каркаса, так і силової рами трактора. Поэтому ввод податливості опори в закріпленні каркаса с рамой трактора или исследуемого стенда позволяет перераспределить деформацию каркаса на раму, как это происходит в реальности. Таким образом, введение податливости опор позволяет более точно определить НДС исследуемого каркаса.

Для адекватного описания пластического деформирования необходимо корректно описать принцип воздействия на каркас.

При численном моделировании формирование воздействия на каркас можно задавать: распределенной нагрузкой; распределенной нагрузкой и частичным закреплением; воздействием через плиту, имитирующей пресс; жестким перемещением на требуемое расстояние заданного участка каркаса.

В соответствии с ГОСТ воздействие необходимо осуществлять: спереди, сбоку, сверху и сзади [19–22]. Нагрузка задается на определенном по длине участке. Примеры формирования нагрузки представлены на рис. 4.

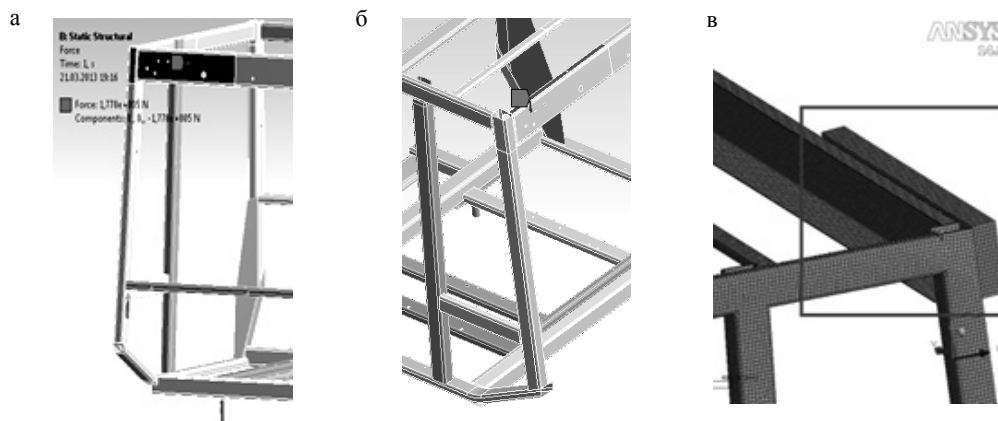


Рис. 4. – Варианты нагружения каркаса:

а – распределенной нагрузкой; б – распределенной нагрузкой с фиксацией; в – плитой

Способ задания нагрузки существенно влияет на результат. Примеры результатов расчета приведены на рис. 5.

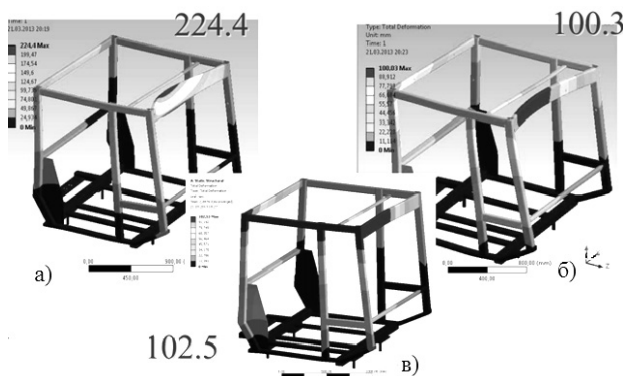


Рис. 5. – Изменения НДС каркаса при различных вариантах задания нагрузок (обозначение а)–в) см. рис. 4)

Напряжения изменяются практически согласованно во всех элементах, что подтверждает адекватное реагирование модели на прикладываемую нагрузку. Сравнение результатов (см. рис. 5) показывает, что величины напряжений существенно отличаются в зависимости от подхода к формированию нагрузки (максимальные напряжения отличаются более чем в 2 раза – 224,4 и 100,3 МПа). Кроме того, величины и характер распределения напряжений, как в стойках, так и в

поперечинах, также имеют различия в зависимости от способа нагружения. Учитывая это, при выполнении исследований НДС каркаса целесообразно обосновывать выбор способа задания нагрузки.

Можно рассматривать задачу только для упругих деформаций каркаса. Линейная постановка задачи упрощает решение, но вносит существенную погрешность в результаты. Для повышения достоверности результатов целесообразно выполнять оценку точности полученных данных. В случае необходимости ее повышения необходимо рассматривать задачу в нелинейной постановке. Элементы конструкции каркаса при регламентируемых ГОСТом нагрузках работают не только в зоне упругих деформаций, а также и пластических [19–26]. После определенной нагрузки наблюдается пластическая деформация каркаса, которая изменяется по нелинейному закону от нагрузки.

Учет нелинейного поведения материалов – это одновременно и уточнение, и усложнение задачи, которое имеет как положительные, так и отрицательные стороны. Преимуществом расчетов с учетом нелинейности механических характеристик материала является более реальное поведение конструкции каркаса при правильной постановке задачи. Однако при этом также появляются следующие недостатки: рост времени

расчета; необходимость повышенных ресурсов вычислительной техники; высокая вероятность возникновения проблем по соответствию расчетных значений реальным величинам при решении задачи (например, расчетные значения существенно превышают значения экспериментальных измерений); возможно отсутствие сходимости численного решения задачи при изменении силы воздействия; при задании воздействия перемещением реакция выходит на амплитудное значение (в среднем в 2-3 раза ниже требуемого усилия 177,8 кН – два веса трактора).

Пример изменения реакции при задании воздействия перемещением носит нелинейный характер, рис. 6. В зоне упругой деформации зависимость линейная. При переходе порогового значения σ_T наблюдается упруго-пластическая деформация элементов каркаса. Далее при достижении определенного уровня напряжений имеет место значительное изменение деформации при слабо растущей нагрузке.

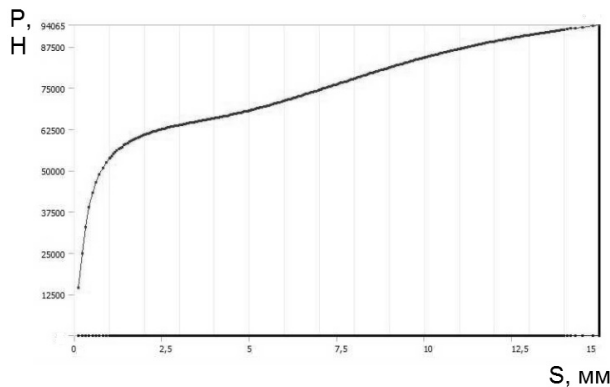


Рис. 6. – Фрагмент зависимости изменения нагрузки от перемещения

Такая постановка задачи существенно влияет на величину действующих напряжений, деформации и их перераспределения по конструкции. Пример решения задачи при приложении нагрузки перемещением участка поперечины сверху приведен на рис. 7. При выбранных параметрах характеристики наибольшие изменения НДС наблюдаются в опорной поперечине пола, что соответствует результатам натурного эксперимента.

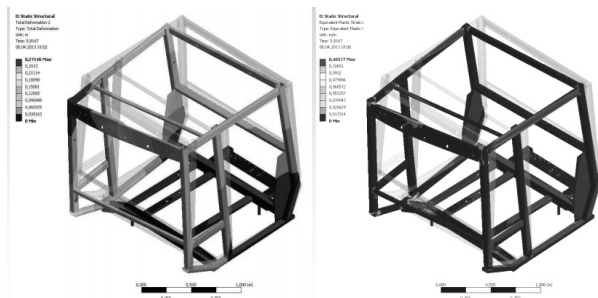


Рис. 7 – Деформации каркаса при нелинейной постановке задачи

Направления исследований. При оценке деформации каркаса важно оценить не только

напряжения, перемещения элементов каркаса, но и их проникновение в зону жизненного пространства (ЗЖП). Для этого во внутреннее пространство модели кабины необходимо ввести дополнительный объект – ЗЖП в виде объемной фигуры, размеры которой выполнены в соответствии с ГОСТ 12.2.002.2 – 91 [19]. На рис. 8 представлены виды сбоку и спереди каркаса с ЗЖП после нагружения.

Таким образом, реализация предложенной методики и алгоритма исследований каркаса позволяет: определить наиболее нагруженные детали; обеспечить пропорциональное гашение энергии кабиной при ударах в аварийных ситуациях; организовать требуемую закономерность изменения жесткости и прочности каркаса; снизить массу, стоимость и трудоемкость изготовления с сохранением защитных свойств каркаса.

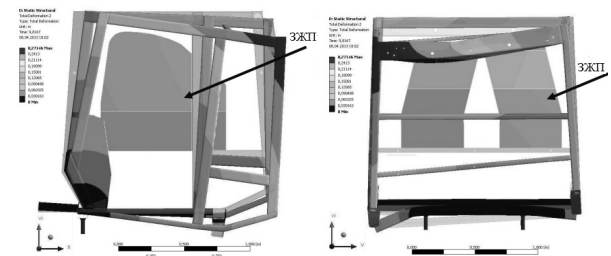


Рис. 8. – Деформация каркаса кабины и ЗЖП

Алгоритм исследований при отработке конструкции каркаса представлен на рис. 9.



Рис. 9. – Блок-схема алгоритма исследования НДС каркаса кабины МКЭ

Выводы. Использование метода конечных элементов позволяет разработать рекомендации по построению каркаса, отвечающего нормативным требованиям и определить возможности использования каркаса при создании модификаций и перспективных вариантов конструкций кабин тракторов. При этом учитываются различные факторы, существенные для адекватного численного моделирования напряженно-деформируемого состояния каркаса кабины при сертификационных испытаниях, а также при моделировании реальных аварийных ситуаций.

Предложенные подходы и модели в дальнейшем планируется применить для

многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния кабины перспективных тракторов.

Список литературы: 1. Сергиенко М. Е. 101711 Двупотоковая муфта сцепления [Текст] / М. Е. Сергиенко, А. М. Сергиенко, О. І. Худолій // Патенты и изобретения: Изобретения, – 2013. 2. Худолій О. І. 101756 Пристрій для захисту кузова транспортного засобу [Текст] / О. І. Худолій, М. Е. Сергиенко, А. М. Сергиенко // Патенты и изобретения: Изобретения, – 2013. 3. Калінін П. М. До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля [Текст] / П. М. Калінін, М. С. Сергиенко, Ю. В. Жережон-Зайченко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Проблемы механичного приводу №41 - Вестник НТУ "ХПИ", 2013. - ISSN 2079-0791 4. Сергиенко Н. Е. Анализ конструкций кабин колесных тракторов тягового класса 0,6–0,9 [Текст] / Н. Е. Сергиенко, А. А. Ильинов // Международная научная конференция MicroCAD: Секция №4 – Фундаментальні та прикладні проблеми транспортного машинобудування – НТУ "ХПИ", 2008. 5. Сергиенко А. Н. Аппроксимация параметров математической модели электроамортизатора [Текст] / А. Н. Сергиенко, Б. Г. Любарский, Н. Е. Сергиенко // Научные журналы НТУ "ХПИ": Электротехника и электромеханика №3 – НТУ "ХПИ", 2013. – ISSN 2074-272X 6. Сергиенко А. Н. Исследование влияния конструкции элементов сцепления автомобиля на стабильность характеристик [Текст] / А. Н. Сергиенко, Д. М. Митропан, Н. Е. Сергиенко, А. Н. Авраменко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Автомобіле- та тракторобудування №1 – Вестник НТУ "ХПИ", 2010. – ISSN 2078-6840 7. Сергиенко А. Н. Анализ работ по повышению эффективности использования энергии автомобиля [Текст] / А. Н. Сергиенко, В. Б. Самородов, Н. Е. Сергиенко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Транспортне машинобудування №46 – Вестник НТУ "ХПИ", 2008. – ISSN 2079-0066 8. Сергиенко А. Н. Анализ основных работ и направлений исследований по повышению технико-экономических показателей автомобилей [Текст] / А. Н. Сергиенко // Международная научная конференция MicroCAD: Секция №4 – Фундаментальні та прикладні проблеми транспортного машинобудування – НТУ "ХПИ", 2011. 9. Ткачук Н. А. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей [Текст] / Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. Н. Ткачук, П. В. Чурбанов, И. Я. Храмова, О. А. Ищенко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Машинознавство і САПР №22 – Вестник НТУ "ХПИ", 2012. – ISSN 2079-0775 10. Пеклич М. М. К вопросу о комплексных исследованиях прочностных и жесткостных характеристик элементов приспособлений рамной конструкции [Текст] / М. М. Пеклич, А. Н. Ткачук, И. Я. Храмова, А. В. Ткачук, О. А. Ищенко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Машинознавство і САПР №3 – Вестник НТУ "ХПИ", 2007. – ISSN 2079-0775 11. Литвиненко О. В. Аналіз динамічних характеристик бронекорпусів та синтез параметрів за проектно-технологічними критеріями [Текст] / О. В. Литвиненко, М. А. Ткачук, А. В. Грабовський, Д. І. Татарникова, О. В. Дмитренко // Международная научная конференция MicroCAD: Секция №4 – Фундаментальні та прикладні проблеми транспортного машинобудування – НТУ "ХПИ", 2014. 12. Кравченко С. О. Вплив ресурсу колінчастого вала на строк служби двигунів транспортної техніки [Текст] / С. О. Кравченко, М. А. Ткачук, Е. К. Посвятенко, В. Г. Гончаров, О. І. Шейко // Международная научная конференция MicroCAD: Секция №4 – Фундаментальні та прикладні проблеми транспортного машинобудування – НТУ "ХПИ", 2015. 13. Шеремет В. М. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням [Текст] / В. М. Шеремет, М. А. Ткачук, Т. О. Васильєва // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Машинознавство і САПР №19 – Вестник НТУ "ХПИ", 2010. – ISSN 2079-0775 14. Карапейчик І. М. Забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машиншляхом підвищення міцності бронекорпусів [Текст] / І. М. Карапейчик, С. Т. Буль, М. А. Ткачук, О. В. Кохановська // Международная научная конференция MicroCAD: Секция №4 –

Фундаментальні та прикладні проблеми транспортного машинобудування, – 2012. 15. Ткачук М. А. Розвиток науково-технічних основ забезпечення тактико-технічних характеристик високонадійних форсованих двигунів та військової техніки [Текст] / М. А. Ткачук, С. О. Кравченко, Б. Я. Литвин, Е. К. Посвятенко, О. І. Шейко, С. С. Д'яченко, В. М. Шеремет, В. Г. Гончаров // Научные журналы НТУ "ХПИ": Механика и машиностроение №2 – НТУ "ХПИ", 2012. – ISSN 2078-7766 16. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твёрдого тела. / Ю. Н. Работнов – М.: Наука, 1988. – 712 с. 17. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 18. Муйземнек А. Ю. Математическое моделирование процесса удара и взрыва в программе LS-DYNA: Учеб. пособие / А. Ю. Муйземнек, А. А. Богач // – Пенза: Информ.-издат.центр Пензен. ун-та. – 2005. – 106 с. 19. ГОСТ 12.2.002.2-91 Система стандартов безопасности труда. Тракторы сельскохозяйственные и лесные колесные. Метод статических испытаний защитных конструкций. 20. ГОСТ 12.2.120-88 Система стандартов безопасности труда. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности. 21. ГОСТ 12.2.019-2005 Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. 22. ГОСТ 12.2.122-88 Система стандартов безопасности труда. Тракторы промышленные. Методы контроля безопасности. 23. ГОСТ 12.2.122-2013 Система стандартов безопасности труда. Тракторы промышленные. Методы контроля безопасности. 24. ГОСТ 12.2.121-88 Система стандартов безопасности труда. Тракторы промышленные. Общие требования безопасности. 25. ГОСТ 12.2.121-2013 Система стандартов безопасности труда. Тракторы промышленные. Общие требования безопасности. 26. ГОСТ 12.2.002.1-91 Система стандартов безопасности труда. Тракторы сельскохозяйственные и лесные колесные. Метод динамических испытаний защитных конструкций.

Bibliography (transliterated): 1. Sergienko N. E. 101711 Dvupotokova mufta zcheplyennya [Tekst] / N. E. Sergienko, A. N. Sergienko, A. I. Hudoliy // Patenty i izobreteniya: Izobreteniya, – 2013. 2. Hudoliy A. I. 101756 Pristriy dlya zahistu kuzova transportnogo zasobu [Tekst] / A. I. Hudoliy, N. E. Sergienko, A. N. Sergienko // Patenty i izobreteniya: Izobreteniya, – 2013. 3. Kalinin P. N. Do pitannya optimalno-ratsionalnogo proektuvannya korobki peredach avtomobillya [Tekst] / P. N. Kalinin, N. E. Sergienko, Yu. V. Zherezhon-Zaychenko // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Problemi mehanichnogo privodu No41 - Vestnik NTU "KhPI", 2013. - ISSN 2079-0791 4. Sergienko N. E. Analiz konstruktсий kabin kolesnykh traktorov tyagovogo klassa 0,6–0,9 [Tekst] / N. E. Sergienko, A. A. Ilinov // Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya MicroCAD: Sektsiya No4 – Fundamentalni ta prikladni problemi transportnogo mashinobuduvannya – NTU "KhPI", 2008. 5. Sergienko A. N. Approksimatsiya parametrov matematicheskoy modeli elektroamortizatora [Tekst] / A. N. Sergienko, B. G. Lyubarskiy, N. E. Sergienko // Nauchnye zhurnaly NTU "KhPI": Elektrotehnika i elektromekhanika No3 – NTU "KhPI", 2013. – ISSN 2074-272H 6. Sergienko A. N. Issledovanie vliyaniya konstruktсии elementov stsepleniya avtomobilya na stabilnost harakteristik [Tekst] / A. N. Sergienko, D. M. Mitropan, N. E. Sergienko, A. N. Avramenko // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Avtomobile- ta traktorobuduvannya No1 – Vestnik NTU "KhPI", 2010. – ISSN 2078-6840 7. Sergienko A. N. Analiz rabot po povysheniyu effektivnosti ispolzovaniya energii avtomobilya [Tekst] / A. N. Sergienko, V. B. Samorodov, N. E. Sergienko // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Transportne mashinobuduvannya No46 – Vestnik NTU "KhPI", 2008. – ISSN 2079-0066 8. Sergienko A. N. Analiz osnovnykh rabot i napravleniy po povysheniyu tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley avtomobiley [Tekst] / A. N. Sergienko // Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya MicroCAD: Sektsiya No4 – Fundamentalni ta prikladni problemi transportnogo mashinobuduvannya – NTU "KhPI", 2011. 9. Tkachuk N. A. Analiz chuvstvitelnosti prochnostnykh i dinamicheskikh harakteristik mashinostroitelnykh konstruktсий na osnove pryamogo vozmuscheniya konechno-elementnykh modeley [Tekst] / N. A. Tkachuk, A. Yu. Tanchenko, A. N. Tkachuk, P. V. Churbanov, I. Ya. Hramtsova, O. A. Ischenko // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Mashinostroyeniye I SAPR

No22 – Vestnik NTU "KhPI", 2012. – ISSN 2079-0775 **10**. Peklich M. M. K voprosu o kompleksnykh issledovaniyakh prochnostnykh i zhestkostnykh karakteristik elementov prispособleniy ramnoy konstruktssii [Tekst] / M. M. Peklich, A. N. Tkachuk, I. Ya. Hramtsova, A. V. Tkachuk, O. A. Ischenko // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Mashinostroyeniye I SAPR No3 – Vestnik NTU "KhPI", 2007. – ISSN 2079-0775 **11**. Litvinenko O. V. Analiz dinamichnykh karakteristik bronekorpusiv ta sintez parametrov za proektno-tehnologichnymi kriteriyami [Tekst] / O. V. Litvinenko, M. A. Tkachuk, A. V. Grabovskiy, D. I. Tatarinova, O. V. Dmitrenko // Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya MicroCAD: Sektsiya No4 – Fundamentalni ta prikladni problemi transportnogo mashinobuduvannya – NTU "KhPI", 2014. **12**. Kravchenko S. O. Vpliv resursu kolinchastogo vala na strok sluzhbi dviguniv transportnoy tehniki [Tekst] / S. O. Kravchenko, M. A. Tkachuk, E. K. Posvyatenko, V. G. Goncharov, O. I. Sheyko // Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya MicroCAD: Sektsiya No4 – Fundamentalni ta prikladni problemi transportnogo mashinobuduvannya – NTU "KhPI", 2015. **13**. Sheremet V. M. Doslidzhennya napruzhenno-deformovanogo stanu detaley mashin z diskretnim zmitsnenniyam [Tekst] / V. M. Sheremet, M. A. Tkachuk, T. O. Vasileva // Sbornik nauchnykh trudov "Vestnik NTU "KhPI": Mashinostroyeniye I SAPR No19 – Vestnik NTU "KhPI", 2010. – ISSN 2079-0775 **14**. Karapetchik I. M. Zabezpechennya taktiko-tehnichnykh karakteristik legkobronovanih mashinshlyahom pldvischennya mitsnosti bronekorpusiv [Tekst] / I. M. Karapetchik, S. T. Brul, M. A. Tkachuk, O. V. Kohanovska // Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya MicroCAD: Sektsiya No4 – Fundamentalni ta prikladni problemi transportnogo mashinobuduvannya, – 2012. **15**. Tkachuk M. A. Rozvitok naukovu-tehnichnykh osnov zabezpechennya taktiko-tehnichnykh karakteristik visokonadlynykh forsovanih dviguniv ta vlyskovoYi tehniki [Tekst] / M. A. Tkachuk, S. O. Kravchenko,

B. Ya. Litvin, E. K. Posvyatenko, O. I. Sheyko, S. S. D'yachenko, V. M. Sheremet, V. G. Goncharov // Nauchnyye zhurnaly NTU "KhPI": Mehanika i mashinostroyeniye No2 – NTU "KhPI", 2012. – ISSN 2078-7766 **16**. Rabotnov Yu. N. Mehanika deformiruemogo tvyordogo tela./ Yu. N. Rabotnov – M.: Nauka, 1988. – 712 p. **17**. Zenkevich O. K. Metod konechnykh elementov v tehnike / O. K. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 541 p. **18**. Muzyemnek A. Yu. Matematicheskoe modelirovaniye protsessa udara i vzryiva v programme LS-DYNA: Ucheb. posobie / A. Yu. Muzyemnek, A. A. Bogach // – Penza: Inform.-izdat.tsentr Penzen. un-ta. – 2005. – 106 p. **19**. GOST 12.2.002.2-91 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi sel'skohozyaystvennyye i lesnyye kolesnyye. Metod staticheskikh ispytaniy zaschitnykh konstruktssiy. **20**. GOST 12.2.120-88 Sistema standartov bezopasnosti truda. Kabinyi i rabochie mesta operatorov traktorov, samochodnykh stroitelno-doroznykh mashin, odnoosnykh tjagachey, karjerynykh samosvalov i samohodnykh sel'skohozyaystvennykh mashin. Obschie trebovaniya bezopasnosti. **21**. GOST 12.2.019-2005 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi i mashinyi samohodnyye sel'skohozyaystvennyye. Obschie trebovaniya bezopasnosti. **22**. GOST 12.2.122-88 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi promyshlennyye. Metody kontrolya bezopasnosti. **23**. GOST 12.2.122-2013 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi promyshlennyye. Metody kontrolya bezopasnosti. **24**. GOST 12.2.121-88 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi promyshlennyye. Obschie trebovaniya bezopasnosti. **25**. GOST 12.2.121-2013 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi promyshlennyye. Obschie trebovaniya bezopasnosti. **26**. GOST 12.2.002.1-91 Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktoryi sel'skohozyaystvennyye i lesnyye kolesnyye. Metod dinamicheskikh ispytaniy zaschitnykh konstruktssiy.

Поступила (received) 28.08.2015

Відомості про автора/ Сведения об авторе / About the Author

Сергиенко Николай Егорович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Автомобиле и тракторостройения»; тел.: (057) 707-60-66; email: ne_sergienko@rambler.ru.

Sergienko Mykola Egorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", associate professor of the Automobile and Tractor Construction Department, tel.: (057) 707-60-66; email: ne_sergienko@rambler.ru.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola Anatoliyovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Сергиенко Антон Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; email: antonsergienkomax@rambler.ru.

Sergienko Anton Mikolayovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", associate professor of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)707-69-01; email: antonsergienkomax@rambler.ru.

Васильев Антон Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 7076166; email: avasilev@tmm-sapr.org.

Vasilev Anton Yurevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057) 7076166; email: avasilev@tmm-sapr.org.

Грабовский Андрей Владимирович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 7076166; email: andrej8383@gmail.com.

Grabovskiy Andrey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057) 7076166; email: andrej8383@gmail.com.

Майданюк Владимир Григорьевич – Публичное акционерное общество «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе», начальник конструкторского бюро; тел.: (057) 95-78-44; email: vgmaydanyuk@rambler.ru.

Maydanyuk Vladimir Grigorevich – JSC «Kharkov Tractor Plant named after S. Ordzhonikidze», Head of the Design Bureau; tel.: (057) 95-78-44; email: vgmaydanyuk@rambler.ru.

Чубань Марина Александровна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант каф. Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s803@tmm-sapr.org.

Chuban Marina Oleksandrivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines"; phone: (057) 707-69-01; e-mail: s803@tmm-sapr.org.

УДК 539.3

В.И. СЕРИКОВ, А.В. УСТИНЕНКО, А.В. БОНДАРЕНКО, Р.В. ПРОТАСОВ**ФОРМИРОВАНИЕ НЕОБХОДИМЫХ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ И ОБЩЕКУЛЬТУРНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ГРУППОВЫХ ЗАНЯТИЙ В ФОРМЕ ДЕЛОВОЙ ИГРЫ**

На кафедре ТММ и САПР НТУ «ХПИ» проводится цикл взаимодополняемых занятий и проектов в форме деловой игры. Такой подход позволяет последовательно развивать и закреплять сформированные компетенции у обучаемых. В статье рассмотрены варианты проведенных авторами занятий в форме деловой игры. Подробно описаны правила и методика проведения указанных занятий. Проанализировано влияние проводимых занятий на активизацию учебного процесса и познавательной деятельности обучаемых и формирования профессиональных компетенций в будущем.

Ключевые слова: деловая игра, компетенции, активизация учебного процесса, интерактивные формы проведения занятий, творческий подход

Постановка задачи. Современные взаимоотношения в обществе не могут не сказаться на процессе и качестве получения образования как базового, так и высшего. При изменении содержания программ и количества дисциплин наблюдается отсутствие комплексного подхода получения знаний, пассивность обучаемого контингента, отсутствие навыков оперативного представления выполненной работы, творческого подхода, маркетинговых навыков при трудоустройстве и даже при определении учебных заведений для дальнейшего повышения уровня образования. Сегодня в качестве одного из методов активизации познавательной деятельности становится активное использование активных и интерактивных форм проведения занятий.

Анализ исследований и публикаций. Вопрос активизации познавательной деятельности в разное время интересовал и использовался многими известными отечественными и зарубежными педагогами и философами: Ж.-Ж. Руссо, И.Г. Песталоцци, Г. Гегелем, Б.Г. Ананьевым, Н.А. Бердяевым, Л.С. Выготским, Н.А. Добролюбовым, А.Н. Леонтьевым, Л. М. Лопатиным, А.С. Макаренко, С.Л. Рубинштейном, В.А. Сухомлинским, К. Д. Ушинским, Н.Г. Чернышевским.

Педагогическая технология игрового проектирования, как развитие гуманистического подхода к образованию, разработанном в 1896 году американским философом и ученым педагогом Дж.Дьюи, известна с прошлого века. Разработки деловых и имитационных игр в области активного обучения проводились также современными исследователями: И. Г. Абрамовой, Ю. С. Арутюновым, Н. В. Борисовой, А. А. Вербицким, С. С. Егоровым, В. М. Ефимовым, Р. Ф. Жуковым, С. Г. Колесниченко, В. Ф. Комаровым, В. Н. Кругликовым, В. Я. Платовым, А. М. Смолкиным, И. М. Сыроежичевым и другими. Большую роль в распространении подобных методик играет практическая деятельность по пропаганде их в качестве основы активного обучения, личное участие педагогов, а также достижение практических результатов [1-4]. В НТУ «ХПИ» указанная технология получила достаточно широкое распространение со второй половины XX столетия [5]. В настоящее время она не только активно развивается,

но пропагандируется многими педагогами-преподавателями: проф. Горелый А.В. доц. Васильева И.Г., проф. Хоменко И.В., профессора Парсаданов И.В., Пылев В.А., Шпаковский В.В., доценты Коваленко В.Т., Сергиенко Н.Е., Тихоненко А.Т., Тринев А.В., и др. (<http://blogs.kpi.kharkov.ua/play/>)

Цель статьи - изложение и анализ вариантов игровых занятий и их конструктивного применения в образовательном процессе при подготовке современных специалистов.

Изложение основного материала. Наиболее эффективными в развитии технологий обучения в образовании являются такие методы активного обучения, как игровое проектирование, метод проектов, анализ конкретных ситуаций.

Игровое проектирование дает возможность воспроизводить в условиях учебного процесса работу над созданием или совершенствованием реального, условного или моделируемого объекта или процесса. В большинстве случаев деятельность учащихся направлена на коллективную работу над проектом.

Условия проведения игровых занятий на кафедре ТММ и САПР.

Цель игры – приобретение и развитие профессиональных умений и практических навыков по созданию программного обеспечения в условиях конкуренции и открытости исходных кодов программ.

Объектами моделирования в игре являются процедуры взаимодействия разработчиков программного обеспечения с заказчиком, коллегами и контролирующими органами.

Выбор объектов моделирования объясняется тем, что системный подход к разработке программного обеспечения, применяемого в современных САПР, подразумевает тесное сотрудничество разных групп разработчиков и применение модульного принципа построения программного обеспечения. Введение в игру заказчика обусловлено необходимостью продемонстрировать играющим реальные способы взаимодействия разработчика и менеджера проекта.

В процессе игры у участников должны формироваться и закрепляться знания приемов и методов создания программ, состоящих из нескольких модулей. Кроме этого, в процессе проведения деловой игры играющие должны получить навыки такой

работы, чтобы аккуратность была достигнута не только при составлении кода программы, но и при описании его структуры и принципа работы, в том числе при передаче его для работы коллегам.

Легенда. Для проведения учебного процесса кафедре необходимо иметь программное обеспечение, позволяющее проводить кинематические и силовые расчеты рычажного механизма структурных групп Асура второго класса в теории машин и механизмов. Это программное обеспечение должно обеспечивать не только возможность производства указанных расчетов, но и визуализацию как работы механизмов в схематичном виде, так и результатов расчетов в виде графиков. Кроме этого, указанное программное обеспечение должно позволять сохранять не только результаты расчетов, но и собранные кинематические схемы таким образом, чтобы было возможно для преподавателя создать банк типовых кинематических схем для последующей проверки представляемых к защите курсовых проектов.

Заказчиком данной работы является заведующий кафедрой. Он же объявляет конкурс на создание указанного программного обеспечения. В общепринятой мировой практике такие разработки выполняются на общественных началах, но авторские права разделяют между собой как разработчик, так и заказчик. Заказчик в этом случае частично компенсирует трудозатраты для полностью выполненных работ, более близких к объявленным целям. Полной компенсации с получением прибыли подлежит разработка, полностью удовлетворяющая техническим условиям и, возможно, превышающая заданные технические параметры.

Состав и функциональные обязанности участников игры. Участниками игры являются:

- Заказчик программного обеспечения.
- Исполнители (участники конкурса на лучшую разработку)
- Члены оценочной комиссии по приемке разработанного программного обеспечения.

Заказчиком данной работы является заведующий кафедрой. Он же объявляет конкурс на создание указанного программного обеспечения.

В процессе игры заказчик может высказывать пожелания после представления промежуточных результатов работ исполнителей как отдельным участникам игры, так и всем одновременно. При этом он может по своему усмотрению выделить необходимое количество баллов в виде кредита для приобретения недостающих модулей с целью ускорения работы над указанной им частью программного обеспечения.

Исполнителями (соискателями) являются студенты, выполняющие расчетное задание согласно учебному плану и в пределах часов, выделенных на выполнение данного задания. Исполнители могут свободно распоряжаться результатами своих разработок (продавать, отдавать безвозмездно).

Члены **оценочной комиссии** оценивают промежуточные и окончательные результаты работы согласно установленным правилам. Результаты оценки

сообщают Заказчику.

Члены **правовой комиссии** следят за соблюдением правил игры всеми участниками.

Возможно совмещение должностей в комиссиях. Как правило, количество членов комиссий ограничено учебным планом и учебной нагрузкой и потому редко может превышать два члена комиссии.

Правила игры. Вся работа, выполненная в соответствии с заданием заказчика, оценивается в 500 баллов.

Минимальное количество баллов, являющееся допуском к представлению работы перед заказчиком, – 200 баллов.

В начале работы для возможных приобретений исполнителям выдается беспроцентный кредит – 250 баллов. Льготная беспроцентная ставка кредита действует только до окончания срока официального приема работ, определенного учебным планом дисциплины. Проценты после официального окончания приема работ начисляются в размере 1 % в день.

Устанавливается следующая цена выполняемых работ:

- 1 библиотека 25-50 баллов;
- 1 объект, инкапсулирующий геометрические, кинематические и силовые параметры и методы расчета – 50-100 баллов;
- 1 интерфейс программы – 50-100 баллов;
- Модуль построения графика – 50-100 баллов;
- Модуль отображения таблицы параметров – 25-50баллов;
- Сертификация библиотек – 10 баллов;

Оценивание выполненной работы производится согласно критериям, изложенным в таблице 1. Перевод баллов из национальной системы оценивания в систему ECTS производится согласно существующим на время проведения игры руководящим инструкциям как университета, так и факультета, на котором проводится игровое занятие.

Разработке студентом в обязательном порядке подлежит модуль динамической библиотеки для расчета кинематических и динамических параметров группы своего варианта. В этом виде в случае успешной реализации он может свободно за баллы распространять этот модуль среди других студентов.

Недостающие модули в виде динамических библиотек с описанием входящих и выходящих параметров студент может приобрести у других студентов, для которых модуль их варианта является обязательным к разработке. Процесс сопровождается заявлением на имя Заказчика с просьбой перевести на счет продавца необходимое количество баллов и указанием, какой модуль откуда и куда скопировать.

В связи с тем, что конечное программное обеспечение у всех разработчиков содержит восемь

Таблица 1 – Критерии оценки

Оценка	Объем работ
5	401-500
4	301-400
3	300-200

одинаковых по функциональному назначению расчетных модулей, а разработке каждым студентом обязательным является только два модуля своего варианта, то в группе создается избыточное количество разработанных модулей. Таким образом, для создания полнофункционального программного обеспечения разработчик (студент) может выбрать лучший у своих коллег, поощрив свой выбор отданными в качестве оплаты своими баллами (то есть приобрести за баллы). С другой стороны, разработчик лучшего модуля (модулей) может рассчитывать на продажу этих модулей по наивысшей цене в баллах.

За достоверность расчетов в сдаваемой программе несет ответственность непосредственно разработчик, представляющий программное обеспечение, даже если ошибка содержится в приобретенном модуле. Поэтому разработчик может пойти следующими путями приобретения сторонних модулей (других производителей):

а) поверить в работоспособность приобретаемого модуля и ничего более не предпринимать;

б) после приобретения модуля проверить его на тестовых примерах;

в) сертифицировать его у членов правовой комиссии (за указанную плату).

С целью обеспечения честности и во избежание получения сверхдоходов в группах с существенно различающимся уровнем начальной подготовки и познавательной активности участников, члены правовой комиссии следят за всеми сделками и не допускают сделок, которые выходят за рамки установленных правил.

В начале игры проводится общий сбор исполнителей и оглашается техническое задание на проведение работ:

создать программу для расчета кинематических и силовых параметров рычажного механизма структурных групп Ассура второго класса в теории машин и механизмов.

Вся программа должна уметь рассчитать указанные параметры для всех групп. Разработке студентом в обязательном порядке подлежит модуль динамической библиотеки своего варианта.

Для возможности оценки правильности расчетов последние выводятся в виде таблицы.

При выборе в таблице значений – механизм отображается на рисунке в заданной точке, на графике отображается указанная точка. Вид интерфейса программы – произвольный с учетом условностей стандарта общепользовательского доступа.

График выполнения работы (таблица 2) объявляется на первом занятии.

Каждый этап заканчивается промежуточным отчетом. Во время отчета возможно проведение консультаций для разбора возникших вопросов.

В процессе работы студенты могут приобретать недостающие модули, разработанные другими студентами за баллы (как полученные в виде кредита, так и заработанные). Члены правовой комиссии по заявке студентов переводят баллы с виртуальных счетов одних студентов на виртуальные счета других.

Во избежание недоразумений каждый перевод осуществляется после письменного заявления студента, отосланного по электронной почте. Выборочно может проверяться предмет сделки на предмет его соответствия заявленным качествам.

Для проведения игры на кафедре необходимо иметь техническую и конструкторскую документацию, методики выполнения решения поставленных задач. Кроме этого, необходимо предварительно дать представление участникам игрового

о занятии о сегодня шних проблемах, которые решаются ведущими

производителями отрасли, и ее связь с решаемой задачей.

При этом объявляется конкурс на лучшее решение задачи. Авторские права разделяют между собой разработчики и куратор, ставящий конкретную задачу и проводящий экспертизы предлагаемых решений. При разработках, отличающихся оригинальностью, заказчиком может выступить подразделения отраслевого предприятия.

Промежуточные результаты исполнителей проверяются руководителем игры и его помощниками.

Исполнителями работают студенты старших курсов, имеющие уже определенные навыки выполнения такого типа задач и базовые знания. Группа студентов делится на подгруппы. В каждой подгруппе назначаются главные конструкторы, начальники конструкторских бюро, которые и осуществляют работу. На рисунке 1 – рабочий момент игры.



Рис. 1 – Группы студентов за работой

Оцениваются результаты работы в баллах по ряду критериев качества выполненной разработки, по

активности студентов при представлении своих результатов и обсуждении решений своих коллег. Для оценки приглашаются эксперты с родственных кафедр, ведущие преподаватели и специалисты кафедры. На рисунке 2 – преподаватели кафедры в качестве экспертов.

В конце занятия выступают эксперты. Студенты, получившие наибольшие баллы, поощряются. Их разработка может быть зачтена как курсовой проект или работа, как сдача очередного модуля или экзамена в целом.

В процессе выполнения проекта студенты восполняли недостаток знаний самообразованием как из доступной литературы, так и из сети интернет. При этом студенты в процессе совместной работы овладели набором знаний и умений для деятельности в коллективе, планирования исследований, самостоятельного получения недостающей информации.



Рис. 2 – Профессор Ткачук Н.А. и члены комиссии на защите проектов

Еще одной из деловых игр, проводимых на кафедре ТММ и САПР НТУ «ХПИ» является деловая **игра по созданию сложного программного продукта** в пределах академической студенческой группы по дисциплине «Технология создания программных продуктов». Эта игра является оригинальной разработкой преподавателей кафедры Теории и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин НТУ «ХПИ». В ней используются и прикладные исследования сотрудников кафедры [6, 7, 8].

Данная деловая игра **предназначается** для обучения студентов работе программиста в группе, правильной и рациональной взаимодействия в рамках группы, эффективному распределению ролей, слаженной работе при объединены отдельных программных блоков в единый сложный программный продукт.

Цель деловой игры: смоделировать ситуацию слаженной работы коллектива программистов при создании сложного программного продукта; воспроизвести систему отношений как между отдельными программистами группы, так и в треугольнике ответную игру па (программистов) - администрация - заказчик; воспроизвести и побудить к

решению профессиональных проблемных ситуаций, проблем и противоречий.

Задачи деловой игры:

- Доказать студентам понятие программного обеспечения и особенности разработки сложного программного обеспечения;
- помочь студентам ознакомиться с жизненным циклом и процессами разработки программного обеспечения, международными и национальными стандартами разработки сложных программных продуктов;
- способствовать усвоению методологий разработки, архитектуры и средств автоматизации разработки программных продуктов;
- научить проводить анализ требований заказчика к программному обеспечению;
- дать знания по качеству и стандартам качества, верификации и тестирования программного обеспечения;
- научить осуществлять испытания и сопровождение сложных программных продуктов;
- разъяснить работу с документацией (эксплуатационной, операционной, рекламной) и маркетингом программных продуктов.

Общее количество участников данной игры должно превышать 10-15 человек, идеальное значение 20 человек, что соответствует среднему количеству студентов в академической группе на специальности информационные технологии проектирования.

Продолжительность деловой игры рассчитана на 24-26 академических часов практических занятий.

Работа студентов по деловой игре должна выполняться на аудиторных занятиях в вычислительном центре кафедры, желательно, чтобы каждый студент мог пользоваться компьютером, допускается использование персональных аппаратных средств; по программному обеспечению можно использовать любые языки программирования, которые изучались студентами.

В рамках деловой игры моделируется ситуация взаимодействия заказчик-исполнитель.

Заказчик - заведующий кафедрой ставит задачу разработки унифицированного программного комплекса по расчету передач гибкой связью, зубчатых и червячной передач; указанный программный комплекс будет использоваться в учебных целях в других дисциплинах. В качестве алгоритмов расчета указанных передач необходимо использовать последовательности, приведенные в учебнике «Расчет и проектирование деталей машин» Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Программный комплекс должен отвечать общим требованиям к программному обеспечению, должен иметь удобный интерфейс, который даст возможность пользователю выбирать необходимый тип передачи, вводить входные данные и получать результаты расчетов, пряча промежуточные расчеты. Количество передач, которые позволяет рассчитывать программный комплекс, зависит от количества студентов в группе, отношение будет дано ниже.

Исполнитель - группа студентов и преподаватель берется выполнить поставленную задачу в

установленный срок. Студенческая группа разбивается по собственному желанию на подгруппы по 4 (5) человека в каждой. Каждая такая подгруппа является эле-том программного цеха, таким образом организуется 4-5 элементов. С одного из элементов 2 человека назначаются тестирующими, таким же образом 2 человека назначаются менеджерами-администраторами. Каждая подгруппа в рамках задачи должна реализовать алгоритмы расчета двух передач, подгруппы, имеющие в своем составе тестирующих или менеджеров-администраторов, также реализуют алгоритм расчета двух передач. В обязанности тестирующих входит проверка адекватной работоспособности программных блоков, создаваемых всеми подгруппами, проверка осуществляется по проведенным правильным вариантам расчетов. Менеджеры-администраторы следят за выполнением работы всех подгрупп.

Заказчик должен четко сформулировать исполнителю постановку задачи, с указанием, какие передачи должен рассчитывать программный комплекс, определяется количеством студентов академической группы. Наиболее востребованные передачи:

- плоскоремной передача;
- клиновая передача;
- поликлиновая передача;
- цепная передача с роликовой цепью;
- цепная передача с зубчатой цепью;
- зубчатая цилиндрическая передача с прямым зубом;
- зубчатая цилиндрическая передача с косым зубом;
- зубчатая коническая передача;
- зубчатая червячная передача.

Обычно, этот перечень является достаточным, но может быть расширен преподавателем при необходимости.

Также он определяет общие требования к виду интерфейса, а также требования удобства его использования:

- соответствие задачам, которые пользователь должен решать с помощью программного комплекса;
- способствовать повышению производительности пользователя;
- способствовать относительно быстрому обучению;
- противостоять ошибкам пользователя и преодолевать их;
- максимально повышать субъективное удовлетворение пользователей.

Выводы. На кафедре ТММ и САПР НТУ «ХПИ» проводится цикл взаимодополняемых занятий и проектов в форме деловой игры. Такой подход позволяет последовательно развивать и закреплять сформированные компетенции у обучаемых.

Анализ проведения таких игровых занятий, проводимых как самостоятельно, так и совместно с другими кафедрами позволил обобщить знания по

организации игровых занятий.

Участие в такого рода труде способствует расширению и укреплению знаний, осознанию взаимосвязи теоретического и практического материала.

Студенты начинают понимать на практике единство преподаваемых дисциплин и необходимость представления целостности знаний.

При решении поставленных задач возникает необходимость самостоятельной работы, поиска исходной, базовой информации и решений, планирование работ.

Игровые занятия укрепляют уважительные отношения друг к другу всех участников, способствует формированию необходимых профессиональных и общекультурных компетенций. На первый план выходят профессиональные, творческие показатели каждого участника.

Список литературы: 1. Кириллова Г.Д. Теория и практика урока в условиях развивающего обучения. - М., 1980 - 198 с. 2. Гадацкий М.В., Хлебникова Т.М. Организация начального процесса в современной школе. - Харьков: Издательство "Ранок", "Векста". - 2004. - 136 с. 3. Щедровицкий П.Г. К анализу топологии организационно-деятельностных игр.- Пушчино: Научный центр биологических исследований. АН СССР, 1987. - 44 с. 4. Бельчиков Я.М., Бирштейн М.М. Деловые игры. - Рига: Автос, 1989.- 304 с. 5. Активизация обучения проектированию / Под ред. А.В. Горелого.- К.: УМК ВО, 1991. - 262 с. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В., Сериков В.И. Формирование конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволюционной передачи // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". - Харків, 2014. - №31. - С.139-143. 7. Андриенко С.В., Устиненко А.В., Протасов Р.В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". - Харків, 2014. - №31. - С.10-15. 8. Чернявский И.С., Устиненко А.В., Бондаренко А.В. Анализ резервов повышения нагрузочной способности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вісник СевНТУ: Зб. наукових праць. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. - Севастополь, 2013. - Вип. 139/2013.- С.298-302.

Bibliography (transliterated): 1. Kirillova G.D. Teoriya i praktika uroka v usloviyah razvivayushchego obucheniya. - Moscow, 1980 - 198 p. 2. Gadyatskiy M.V., Hlebniikova T.M. Organizatsiya nachalnogo protsesu v suchasny shkolli. - Kharkiv: Vidavnistvo "Ranok", "Veksta". - 2004. - 136 p. 3. Schedrovitskiy P.G. K analizu topiki organizatsionno-deyatelnostnykh igr.- Puschino: Nauchniy tsentr biologicheskikh issled. AN SSSR, 1987. - 44 p. 4. Belchikov Ya.M., Birshiteyn M.M. Delovyye igryi. - Riga: Avtos, 1989.- 304 p. 5. Aktivizatsiya obucheniya proektirovaniyu / Pod red. A.V. Gorelogo.- Kiev: UMK VO, 1991. - 262 p. 6. Protasov R.V., Ustinenko A.V. Serikov V.I. Formirovaniye konechno-elementnoy modeli i analiz na-pryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya evolyutnoy peredachi // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prats. Ser. "Problemi mehanichnogo privodu". - Kharkiv, 2014. - No31. - P.139-143. 7. Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Protasov R.V. Chislennoe reshenie zadachi sinteza profilya zuba zvezdochki tsepony vtulochno-rolikovoy peredachi // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prats. Ser. "Problemi mehanichnogo privodu". - Kharkiv, 2014. - No 31. - P.10-15. 8. Chernyavskiy I.S., Ustinenko A.V., Bondarenko A.V. Analiz rezervov povyisheniya nagruzochnoy sposobnosti zubchatykh peredach transmisiyi traktora T-150K // Visnik SevNTU: Zb. naukovih prats. Ser.: Mehanika, energetika, ekologiya. - Sevastopol, 2013. - Vyp. 139/2013.- P.298-302.

Поступила (received) 05.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сериков Владимир Иванович – доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» г. Харьков; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org.

Sierykov Volodymyr Ivanovich – associate professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» г. Харьков; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ustin1964@gmail.com.

Ustynenko Oleksandr Vitaliyovych – associate professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: ustin1964@gmail.com.

Бондаренко Алексей Викторович – старший преподаватель, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» г. Харьков; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Bondarenko Aleksey Vyktorovych – senior lecturer, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Протасов Роман Васильевич – ассистент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» г. Харьков; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Protasov Roman Vasyliyovych –assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

УДК 621.1:539.3

М. А. ТКАЧУК**КАФЕДРА ТММ И САПР: К 50-ЛЕТИЮ ФАКУЛЬТЕТА ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Статья посвящена вопросам истории кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин" Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Описаны вехи развития кафедры. Проиллюстрирован ряд научно-исследовательских работ, которые выполняла кафедра. Описаны научные коллективы и направления их деятельности. Приведены некоторые результаты исследований сложных механических и биомеханических систем. Сформированы перспективные направления развития учебного процесса и научных исследований на кафедре.

Ключові слова: кафедра, теория механизмов и машин, системы автоматизированного проектирования, научно-исследовательская работа.

В год 130-летия со дня основания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» и 50-летия создания факультета транспортного машиностроения закономерным является интерес к истории его создания, когда и каким образом начинали свою деятельность его кафедры и подразделения.

Обращаясь к истории кафедры ТММиСАПР («Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин») [1–6], можно с определенной долей уверенности утверждать, что как струк-

турное подразделение она сформировалась в 1920-е годы [1,5,6]. Однако курс теории механизмов и машин читался в университете с самого начала его деятельности. Кафедра носила название «Теория механизмов и машин», «Теория механизмов, машин и роботов», а в последние годы – «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин».

Рассмотрим, следуя работам [1–6], историю развития кафедры в персоналиях (рисунок 1) и тематику деятельности.

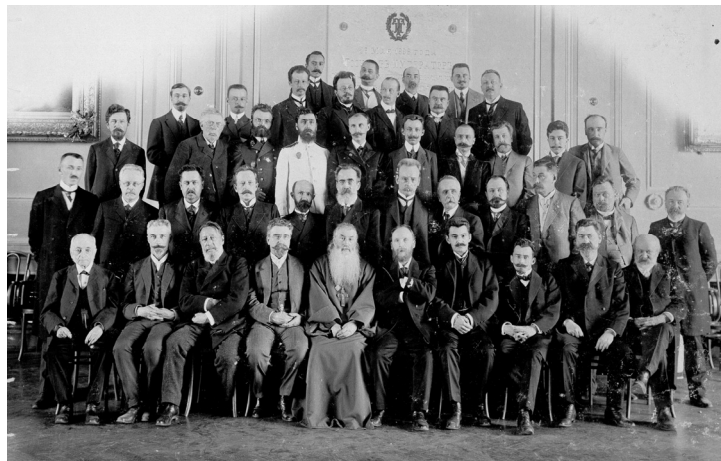


Рис. 1 – Группа преподавателей ХТИ в 1910 году (П. М. Мухачев шестой в первом ряду)

Первым лектором курса "Прикладная механика" (так назывался курс до 1920 года), автором многократно переиздававшегося учебника "Прикладная механика" был выдающийся отечественный ученый профессор Дмитрий Степанович Зернов (1860-1922), который был ректором Харьковского практического технологического института (ХТИ) в 1898-1902 г. г. После его перевода в Санкт-Петербург ректором политехнического института, а также лектором курса стал Петр Матвеевич Мухачев (ректор ХТИ с 1905 по 1917 г.г.) [1].



Рис. 2 – Проф. Я.В. Столяров

В 1903 году в ХТИ в качестве преподавателя приходит Столяров Яков Васильевич (рис. 2), который с 1912 года был избран профессором по курсу прикладной механики и теории построения машин и сыгравший существенную роль в развитии современной структурной классификации механизмов. За время работы в ХТИ были изданы его книги "Учение о прочности" (1905 г.) и "Общий курс прикладной механики" (1911 г.).



Рис. 3 – Проф. Я.Л. Геронимус

В различные годы на кафедре работали видные ученые и педагоги профессора Я. Л. Геронимус, И. Е. Любарский, Я. М. Майер, А. А. Грунауэр, доцент Ю. В. Эпштейн и другие, оставив-

шие глубокий след в науке.

Наибольшее влияние на развитие научной школы по теории механизмов и машин оказал проф. Я. Л. Геронимус (рисунок 3). С 1920 по 1930 г.г. он заведовал кафедрой, а с 1948 г. руководил Харьковским филиалом семинара по теории механизмов и машин Института машиноведения АН СССР, который являлся хорошей школой для многих ученых Украины.

Здесь выступали с докладами Б. С. Ковальский, Б. Л. Давыдов, Б. М. Абрамов, К. В. Тир, С. Н. Кожевников, Ф. М. Диментберг, обсуждались докторские диссертации В. Т. Середы, Л. И. Штейнвольфа, С. М. Куценко.

Я. Л. Геронимус опубликовал около 150 работ по математике, теории механизмов и машин, теоретической механике и истории механики. Его труды по математике посвящены теории ортогональных полиномов, а также полиномов, позволяющих осуществить наилучшее равномерное приближение по Чебышеву. В монографии "Теоретическая механика" он показал, что общепринятая формулировка принципа виртуальных перемещений неверна, так как из нее следует не длительный покой материальной системы, а лишь равновесие сил в каждой точке системы в данный момент времени.

Работы Я. Л. Геронимуса по теории механизмов и машин касаются главным образом проблемы уравнивания и различных задач кулачковых механизмов. Я. Л. Геронимус применил метод Чебышева к задачам оптимального синтеза механизмов и нашел ряд важных практических приложений. Результаты исследований в области уравнивания обобщены им в монографии "О применении методов Чебышева к задаче уравнивания механизмов".



Рис. 4 – Проф. И.Е. Любарский

Здесь рассмотрены постановка задач наилучшего среднего и наилучшего равномерного уравнивания, способы разгрузки подшипников и расчета уравнивающей системы из двух противовесов. Впоследствии его идеи были развиты Ю. В. Эпштейном, Е. П. Рапотов, П. Н. Гартштейном, А. А. Грунауэром.

С 1930 по 1938 г.г. кафедрой заведовал проф. И.Е. Любарский (рис. 4), а с 1939 по 1941 г.г. – проф. Я.М. Майер (рис. 5), который начал создавать учебную лабораторию кафедры теории машин и механизмов. Эту работу прервала война.

Во время Великой Отечественной войны



Рис. 5 – Проф. Я. М. Майер

Харьковский механико-машиностроительный институт был эвакуирован в г. Красноуфимск. И уже 24 ноября 1941 г. на площадях педагогического училища и артели «Красный металлист» институт возобновил свою работу. Исполняющим обязанности ректора был избран проф. Я. М. Майер.

20 октября 1943 г. начались учебные занятия в ХММИ после возвращения института в освобожденный Харьков, восстановительные работы были закончены лишь к концу 1945/1946 учебного года. Все эти трудные для сотрудников и студентов ХММИ годы деятельность кафедры ТММ возглавлял доц. Юлий Вениаминович Эпштейн (рис. 6, заведовал кафедрой ТММ с 1944 по 1968 г. г.), под руководством которого была восстановлена и значительно расширена учебная лаборатория. При его участии выполнен ряд работ по уравниванию угольных грохотов, углемоечного комбайна, паровой машины.



Рис. 6 – Доц. Ю.В.Эпштейн

При этом эффективно использовалось наилучшее равномерное приближение функций по Чебышеву. Впоследствии задачи уравнивания решались для питателей мартеновских печей, холодильных машин, двигателя самоходного шасси с учетом упругости рамы.

С 1968 по 1993 г.г. кафедрой "Теория механизмов и машин" заведовал Александр Адольфович Грунауэр (рис. 7) – известный ученый, доктор технических наук, специалист в области проблем регулирования двигателей внутреннего сгорания. В годы войны работал токарем, наладчиком на заводе танковой промышленности в Сталинграде и Барнауле. Окончил Харьковский механико-машиностроительный институт в 1948 г. После окончания института работал начальником электростанции Вятско-Полянского доместроительного комбината (1948-1950 г. г.), на Харьковском авторемонтном заводе (1950-1951 г. г.). С 1951 г. – на педагогической работе в ХПИ. Он является автором 80 печатных трудов (в т.ч. 3 монографии), которые посвящены оптимальному синтезу механизмов и систем управления машинными агрегатами. С учетом связи регулирования подачи топлива с упругими системами трансмиссии и подвески разработаны рекомендации по улучшению процесса разгона трактора. Под его руководством проводились работы по темам: "Исследование регуляторов свободно-поршневых генераторов газа" (завод "Серп и молот", ИПМаш); "Моделирование работы ДВС с регулято-



Рис. 7 – Проф. А.А. Грунауэр

ром на пневмостенде” (завод ”Сардизель”); ”Оптимальное профилирование кулачковых механизмов топливных насосов дизелей с учетом прочности” (завод топливной аппаратуры, г. Маркс, Алтайский моторный завод (АМЗ), г. Барнаул, Ярославский моторный завод).

Начиная с 1980 г. на кафедре формируется новое научное направление, связанное с механикой роботов. Организована лаборатория робототехники. Задача исследования – выбор оптимальных законов управления, обеспечивающих улучшение динамических показателей роботов по точности и быстродействию. Совершенствуя конструкцию охвата, удалось добиться самоцентрирования детали, выравнивания усилий между двумя захватами для длинных деталей, снижения расстояния между деталями в кассете.

Под руководством проф. В. П. Изюмского велись хозяйственные соглашения по следующим направлениям: ”Разработка конструкции робота для обслуживания зоны захоронения 4-го блока Чернобыльской АЭС” (ИМиС, г. Харьков); ”Проектирование манипулятора для обслуживания токарных и фрезерных станков” (Харьковское конструкторско-технологическое бюро, г. Харьков); ”Разработка и исследование математической модели перспективного образца холодильного оборудования с пониженной виброактивностью”.

С 1966 по 1991 г. г. на кафедре издавался Республиканский межведомственный сборник ”Теория механизмов и машин”, вышло 50 сборников.



Рис. 8 – Встреча В.А. Новгородцева (первый слева) с сотрудниками кафедры в 2005 г.: зав. каф. ТММ с 2003 г. Н.А. Ткачук (второй справа), старейший преподаватель кафедры проф. В.П. Изюмский (первый справа)

С 1991 г. по 2000 г. кафедрой теории механизмов, машин и роботов заведовал Валерий Александрович Новгородцев (рис. 8) – специалист в области системного подхода к проектированию механизмов, доктор технических наук с 1987 г., академик Академии наук высшей школы Украины с 1994 г. Круг научных интересов довольно широк: динамика прочности машин, теория механизмов и машин, разработка системы подхода к проектированию механизмов, синтез многосвязных рычажных механизмов, использование сплайн-функций при решении всевозможных задач теории механизмов и машин. С 2000 г. проживал за границей. Разработал и читал лекционные курсы ”Механика роботов”, ”Численные методы в инженерной практике”. Обеспечил читаемые курсы необходимой учебной и методической литературой. Являлся членом специализированных ученых сове-

тов по защите кандидатских и докторских диссертаций.

Валентин Николаевич Загребельный (рис. 9) – специалист в области надежности деталей машин, кандидат технических наук с 1970 г. Заведовал кафедрой теории механизмов, машин и роботов с 2000 г. по 2002 г. Академик подъемно-транспортной академии наук Украины (с 1998). Основные направления научной деятельности: теория зацепления и надежности зубчатых передач механических трансмиссий транспортных и технологических машин.

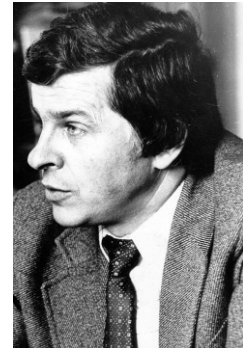


Рис. 9 – Проф. В.Н. Загребельный

С января 2003 года кафедрой возглавляет доктор технических наук, профессор Николай Анатольевич Ткачук – специалист в области динамики и прочности машин, компьютерного моделирования физико-механических процессов в механизмах и машинах.

На кафедре развернулось новое научное направление – специализированные интегрированные системы автоматизированного проектирования, исследования и изготовления машиностроительных конструкций. С 2004/2005 учебного года открыта подготовка специалистов по специализации «Компьютерное моделирование механических систем» (специальность «Информационные технологии проектирования», направление «Компьютерные науки»). Кафедра проводит постоянно действующие семинары и готовит дистанционные курсы по тематике развития и внедрения САПР в практику научных исследований, подготовки специалистов и в производство Украины.

На данное время на кафедре ведутся работы из нескольких научных направлений. Направление ”Компьютерные методы моделирования сложных и сверхсложных механических систем”: руководитель направления - проф. Н. А. Ткачук. Это направление поддерживают исследования преподавателей и ученых Е. В. Пелешко, О. В. Кохановской, Л. Н. Бондаренко, Г. Г. Кондратьевой, О. Е. Коноваленко, А. Ю. Васильева, Ю. В. Веретельника, О. В. Веретельника, А. В. Мартыненко, А. В. Грабовского, А. Ю. Танченко, Т. А. Васильевой, А. К. Михеенко, Ю. В. Костенко, Р. М. Виноходовой, А. А. Немчик, С. Б. Беспалько, Л. В. Васильковской, Л. Г. Олейник, В. Г. Танасевского, И. П. Гречки, А. В. Ткачук, А. В. Степук, А. Н. Сергиенко. Результаты исследований из этого направления нашли практическое приложение при выполнении хозяйственных договоров и договоров о содружестве с такими предприятиями, как ПАО ”Азовмаш”, ГП ”Завод им. Малышева”, ХТЗ, ОАО ”Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь, Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко, ГП ”Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А. А. Морозова”.

Под руководством д. т. н., доц. А. А. Золочевского проводятся исследования в области механики разруше-

ния, механики наноматериалов, моделирования физико-механических процессов в материалах топливных элементов, биомеханики.

Под руководством доц. В. И. Серикова исследуется динамика механизмов для подъема стандартных грузов.

Под руководством проф. А. В. Устиненко ведутся плодотворные исследования зубчатых передач, редукторов и трансмиссий (ст. преп. Р. В. Протасов, к.т.н., доц. А. В. Бондаренко).

Под руководством проф. А. А. Зарубиной группа преподавателей и сотрудников, а именно научн. сотр. И. Я. Храмова, вед. инж. О. В. Кохановская и Л. Н. Бондаренко исследуют вопросы анализа, синтеза и моделирования работы разнообразных механизмов, в частности, механизма ходьбы на протезе, исследуют кинематику и динамику трохонидного компрессора.

Доц. Г. А. Кротенко защитила диссертацию по исследованию выдавливания в условиях вихревого течения металла, защищена диссертация по синтезу рычажных механизмов с выстоем ведомого звена доц. Е. И. Зинченко, а также по синтезу систем управления приводом подач металлорежущих станков на основе электрогидравлических модулей доц. А. В. Крахмалевым.

Подполковник О. Е. Шаталов, доц. Е. В. Пелешко защитили диссертации по моделированию физико-механических процессов, которые сопровождают эксплуатацию транспортных средств специального назначения.

Ст.н.с. А. Ю. Васильев и н.с. А. В. Мартыненко защитили диссертации по моделированию физико-механических процессов и состояний в элементах легкобронированных транспортных средств специального назначения. А. В. Грабовский и А. Ю. Танченко – по исследованию вибрационных машин и высоконагруженных кранов-перегрузателей с учетом коррозионного износа и перемещения нагрузки в процессе работы.

Доцент А. В. Бондаренко защитил диссертацию по методам оптимизации зубчатых передач и редукторов.

Соискатель кафедры А. В. Литвиненко защитил докторскую диссертацию по технологическим аспектам производства элементов транспортных средств легкой категории по массе.

Ю. В. Веретельник и О. В. Веретельник подготовили к защите диссертации, в которых решаются задачи анализа напряженно-деформированного состояния тел с большим количеством регулярных вырезов и тел, которые состоят из материалов с резко отличными свойствами материалов. Кроме того, в их работах значительное внимание уделено, в частности, исследованию биомеханических объектов (эндо- и экзопротезы).

Докторант Н. Н. Ткачук работает над тематикой микромеханики нетканых материалов и механики контактного взаимодействия сложнопрофильных тел.

М.н.с. Ю. В. Костенко, аспиранты Н. Б. Скрипченко и А. А. Атрошенко подготовили к защите диссертации по тематике численного моделирования контактного взаимодействия сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций, субгармоническим режимам движения виброударных машин, напряженно-деформированного состояния элементов металлических зернохранилищ.

Аспирантка Чубань М. А. работает над методами

аппроксимации поверхности отклика при решении задач синтеза элементов машиностроительных конструкций.

На кафедре осуществляются исследования также и по другим направлениям.

Особенностью текущего состояния научных исследований является перемещение центра их тяжести из научных лабораторий в профильные КБ, заводы НИИ, которые занимаются разработкой и изготовлением современных машин, сооружений и оборудования. При этом исследовательские задачи, которые сопровождают эти разработки, сочетают, с одной стороны, необходимость привлечения теоретических основ для описания сложных механических процессов. С другой стороны, при этом возникают сложные дискретные модели большого объема, которые нуждаются использования мощных вычислительных ресурсов и программного обеспечения. И, наконец, нужны новейшие технологии, которые сочетают все названные составляющие в единый мощный инструмент исследований для обоснования проектно-технологических решений с целью повышения технических характеристик создаваемых машин.

Все эти характерные моменты проявились во время совместных фундаментальных и прикладных исследований с академическими институтами, отраслевыми НИИ, КБ, заводами и зарубежными партнерами, которые проводили ученые кафедры ТММиСАПР и созданного с этой целью центра "Тензор".

На кафедре в течение 2005-2015 гг. выполнены и выполняются ряд научно-исследовательских фундаментальных и прикладных работ:

- госбюджетные темы М1202 «Шторм», М1203 «Гром», М1204 «Волна», М1205 «Развитие теоретических основ синтеза геометрии и моделирования усталостной прочности новых зубчатых зацеплений», М1206 «Разработка специализированных программно-модельных комплексов для компьютерного моделирования контактного взаимодействия и синтеза формы сложнопрофильных тел», М1207 «Разработка методов и моделей механики контактного взаимодействия сложнопрофильных тел методом граничных элементов» под руководством проф. Ткачука Н.А.

- грант №1064 по разработке расчетно-экспериментального метода исследования напряженно-деформированного состояния тел сложной формы (заказчик – НТЦУ, финансирование – США, научный руководитель проф. Ткачук Н.А.)

- гранты на выполнение Государственных целевых программ: ИТ/480-2007 "Разработка теоретических основ компьютерных кластерных технологий и уникального программно-аппаратного комплекса для исследования сложных и сверхсложных механических систем" в рамках Государственной программы "Информационные и коммуникационные технологии в образовании и науке" на 2006-2010 годы и НЧ/429-2007 "Ветроэнергетические установки: теоретические основы методов моделирования и повышения ресурса силовых элементов конструкций" в рамках Государственной научно-технической программы "Ресурс" под руководством проф. Ткачука Н. А.;

- гранты по международному сотрудничеству: № М151-2007 (партнер - США), М 46-2008 по украинско-

французской программе "Днепр"; грант CRDF по украинно-американской программе исследования перовскитоподобных материалов (2008-2010) под руководством д.т.н., доц. Золочевского А. А.;

- хозяйственные договора с ОАО "Головной конструкторско-технологический институт" (ГСКТИ), г. Мариуполь: №12765 по исследованию виброударных машин, №12827 по моделированию напряженно-деформированного состояния перегружателей; №12878 по исследованию кинематики, статики и прочности механизма наклона дуговой сталеплавильной печи; договор №12770 по моделированию корпусов транспортных средств, заказчик - ХКБМ им. А. А. Морозова; договор № 12493 по моделированию процессов в корпусах легкобронированных машин, заказчик - ГП "Завод им. В.А. Малышева"; договор №12495 по исследованию напряженно-деформированного состояния элементов тепловозов типа 2ТЭ, заказчик - ОАО "Изюмский тепловозоремонтный завод"; договор № 12361 по исследованию процессов в транспортных средствах легкой категории по массе, заказчик - ОАО "ХТЗ"; договор №12572 по моделированию гидropневмооборудования, заказчик - ОАО "Промгидропривод", и другие. Договора выполня-

ются под руководством проф. Ткачука Н. А. и доц. Золочевского А. А.

Кроме того, были заключены и успешно выполнены совместно с другими кафедрами университета договора о сотрудничестве с ГП "Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова", с ГП "Завод им. В.А. Малышева", с ОАО ГСКТИ, г. Мариуполь, с Институтом патологии позвоночника и суставов (ИППС) им. проф. Ситенко (г. Харьков), с концерном "Бронетехника Украины", с Харьковским бронетанковым ремонтным заводом.

В частности, проведены исследования кинематики, статики, динамики, напряженно-деформированного состояния рам тепловозов типа 2ТЭ, корпусов легкобронированных машин, густоперфорированных элементов машиностроительных конструкций, элементов биомеханических систем, силовых элементов ветроэнергетических установок, вибрационных машин с дебалансным приводом, крупногабаритных кранов-перегрузателей, механизма наклона дуговой сталеплавильной печи, элементов гидropерепедат, цистерн топливозаправщиков, корпусов бронетранспортеров, элементов штампов и пресс-форм, а также многих других объектов (рис. 10–25).

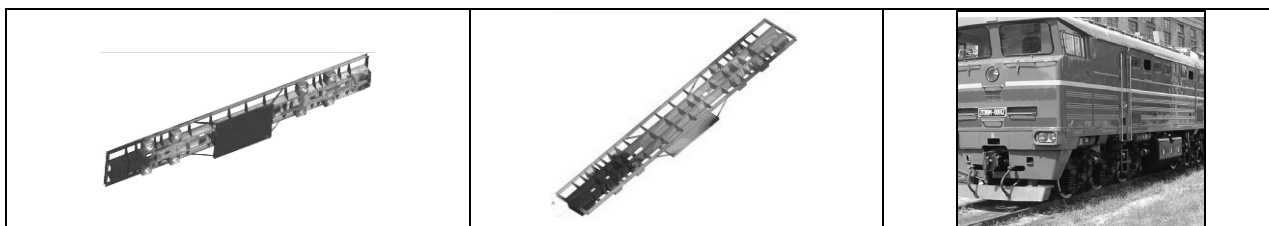


Рис. 10 – Исследование динамики и напряженно-деформированного состояния конструкций тепловозов (рамы) 2ТЭ методом конечных элементов с использованием параметрических моделей (договор с ОАО "Изюмский тепловозоремонтный завод")

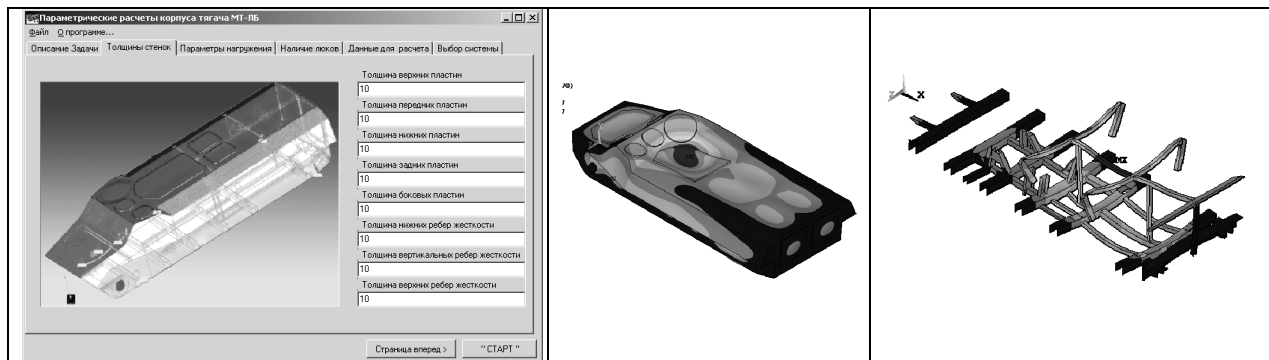


Рис. 11 – Исследование напряженно-деформированного состояния силовых элементов многоцелевых тягачей МТ-ЛБ методом конечных элементов с использованием параметрических моделей (договор с ОАО "Харьковский тракторный завод")

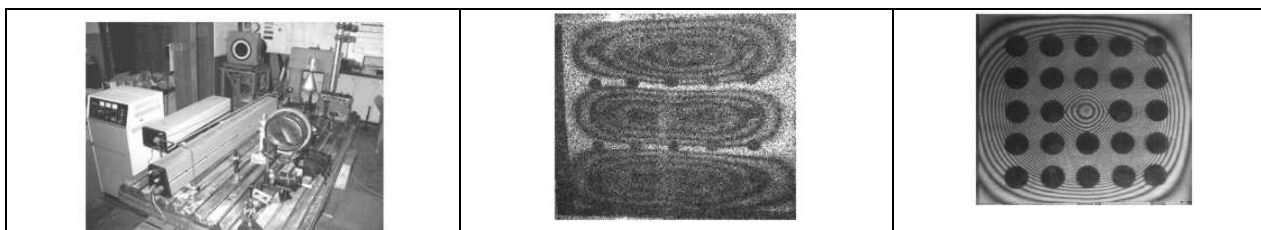


Рис. 12 – Разработка нового метода расчетно-экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния сложных механических объектов методом конечных элементов и методом голографической интерферометрии (грант №1064 с Научно-технологическим центром в Украине по заказу США)

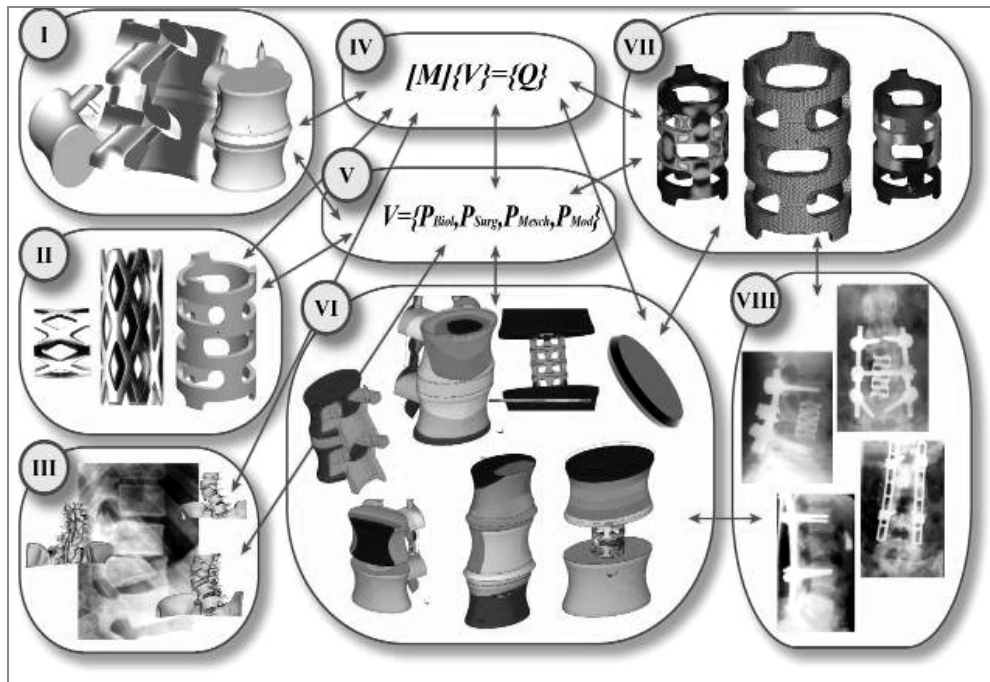


Рис.13 – Общая структура и этапы исследований элементов биомеханических систем на основе сочетания методов обобщенного параметрического описания сложных систем, геометрического и конечно-элементного моделирования (НТУ "ХПИ" совместно с ИППС им. проф. Ситенко АМН Украины)

На кафедре в 2010-2015 гг. в содружестве с фирмой "ТАВИ", ГП «Укрзалізниця», ОАО "Изюмский тепловозремонтный завод", ГП "Завод им. В.А. Малышева", Харьковским национальным автомобильно-дорожным университетом и Национальным транспортным университетом выполнен комплекс исследований по теоретическому обоснованию технологии дискретного упрочнения элементов высоконагруженных машин. Они являются составляющей работы "Серия двигателей и агрегаты для специальной техники", которая подана в 2015 г. на соискание Государственной премии Украины в области науки и техники.

Научные результаты исследований докладывались на конференциях по проектированию транспортных средств специального назначения (Алушта, Харьков), методам проектирования рациональных конструкций (Львов) и семинарах по вопросам автоматизированного проектирования на ГП "Завод им. Малышева" и ГП "Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова", на ежегодных международных конференциях "Информационные технологии: наука, техника, образование, здоровье" (MicroCAD) в Харькове, на Международных симпозиумах украинских инженеров-механиков во Львове, на Международных конференциях "Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении" и "Проблемы и перспективы развития процессов и машин обработки давлением" на базе Донбасской государственной машиностроительной академии (г. Краматорск), на Между-

народной научно-технической конференции "Прогрессивные методы и технологическая оснастка процессов обработки металлов давлением" на базе Балтийского государственного технического университета "Военмех" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург), Международной конференции "Актуальные проблемы прикладной математики и механики" (Харьков, ИПМаш им. А. Н. Подгорного), международной научно-технической конференции "Вибрации в технике и технологиях" (г. Львов), конференции "Энергетика в АПК" (г. Мелитополь), Международной научно-технической конференции "Машиностроения и техносфера XXI века" (г. Севастополь), Международной научно-технической конференции памяти академика В.И. Моссаковского "Актуальные проблемы механики сплошной среды и прочности конструкций" (г. Днепропетровск), Всеукраинских научно-практических конференциях "Перспективы развития вооружения и военной техники в Вооруженных Силах Украины" (г. Львов), II международной научно-технической конференции молодых специалистов "Азовмаш-2008" при участии ЮНЕСКО (г. Мариуполь), Международных научно-технических конференциях "Физические и компьютерные технологии" (г. Харьков), Всеукраинской научно-практической конференции с международным участием "Биоматериалы в ортопедии и травматологии" (г. Харьков), международных научно-технических конференция "Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций" (г. Севастополь).

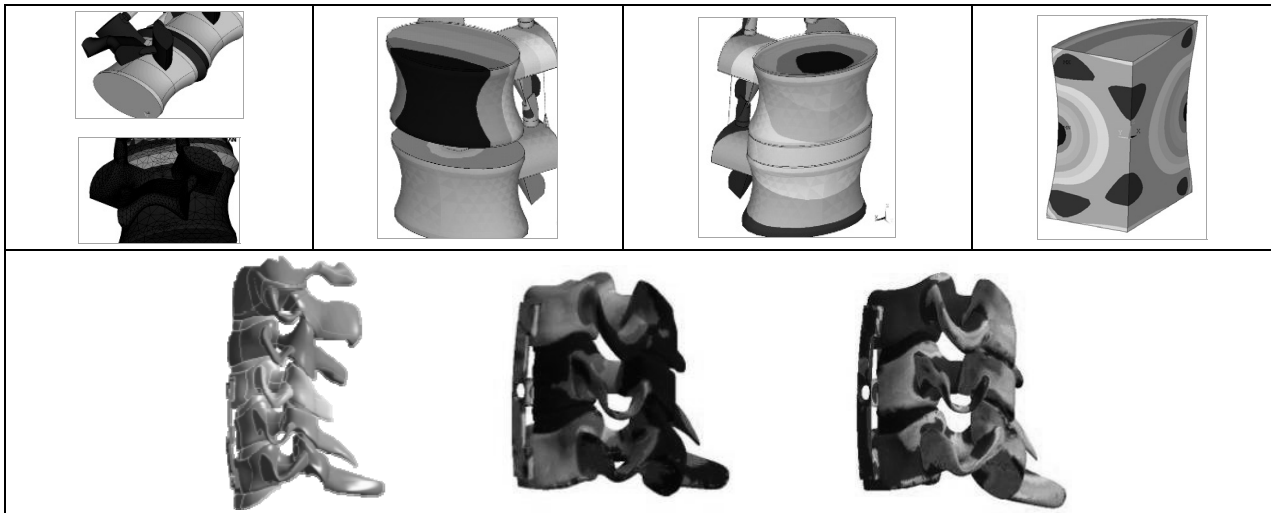


Рис. 14 – Исследование напряженно-деформированного состояния сегментов позвоночника с имплантатами методом конечных элементов с использованием параметрических моделей

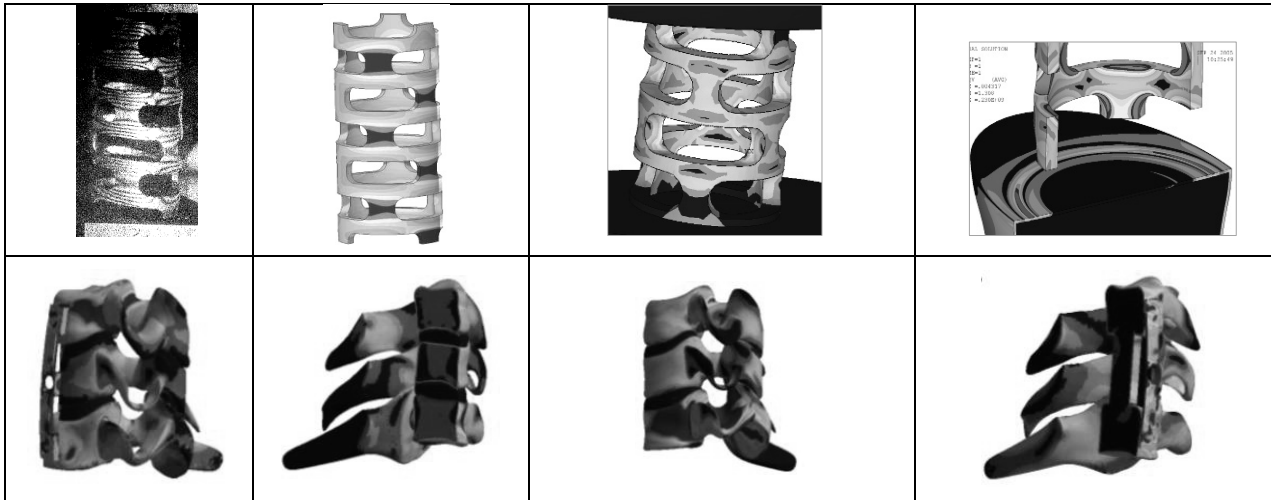


Рис. 15 – Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния имплантатов позвоночника методами конечных элементов и голографической интерферометрии

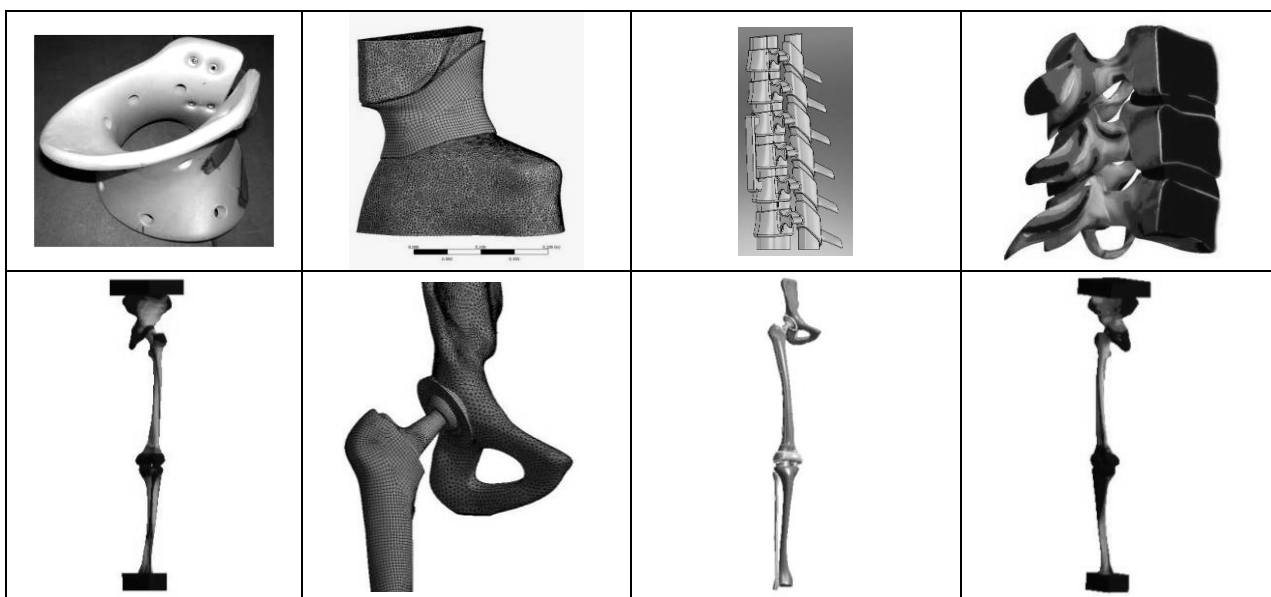


Рис. 16 – Исследование напряженно-деформированного состояния шейного отдела позвоночника с имплантатами и ортезами, и тазобедренного сустава после протезирования методом конечных элементов с использованием параметрических моделей (НТУ "ХПИ" совместно с ИППС им. проф. Ситенко АМН Украины)

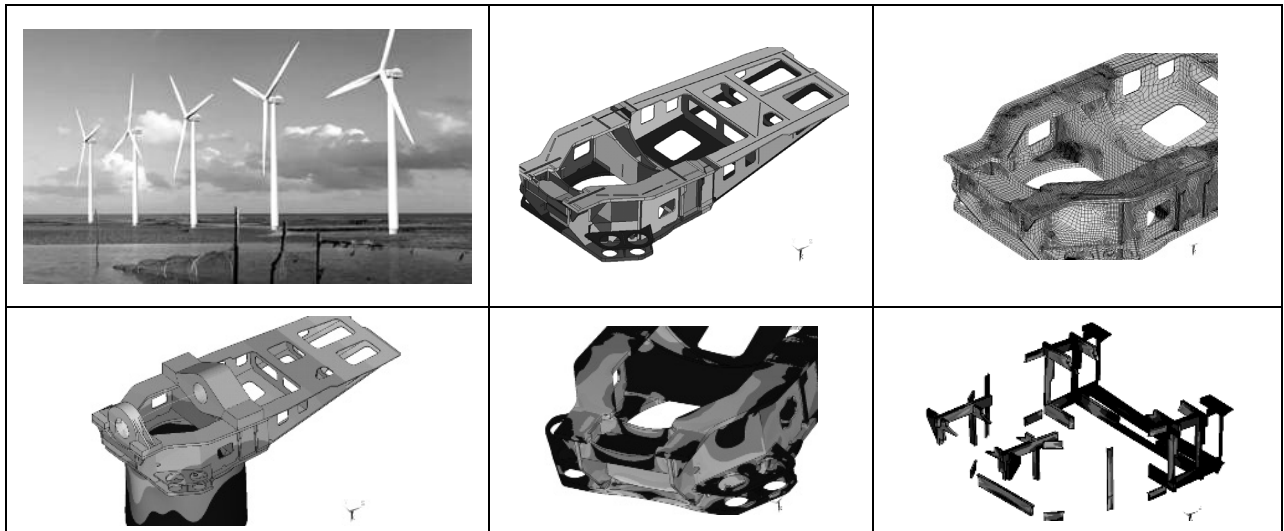


Рис. 17 – Комплекс геометрических и конечно-элементных моделей сварных рам ВЭУ и результаты исследований (НТУ "ХПИ" совместно с ГСКТИ и фирмой Nordex, Германия)

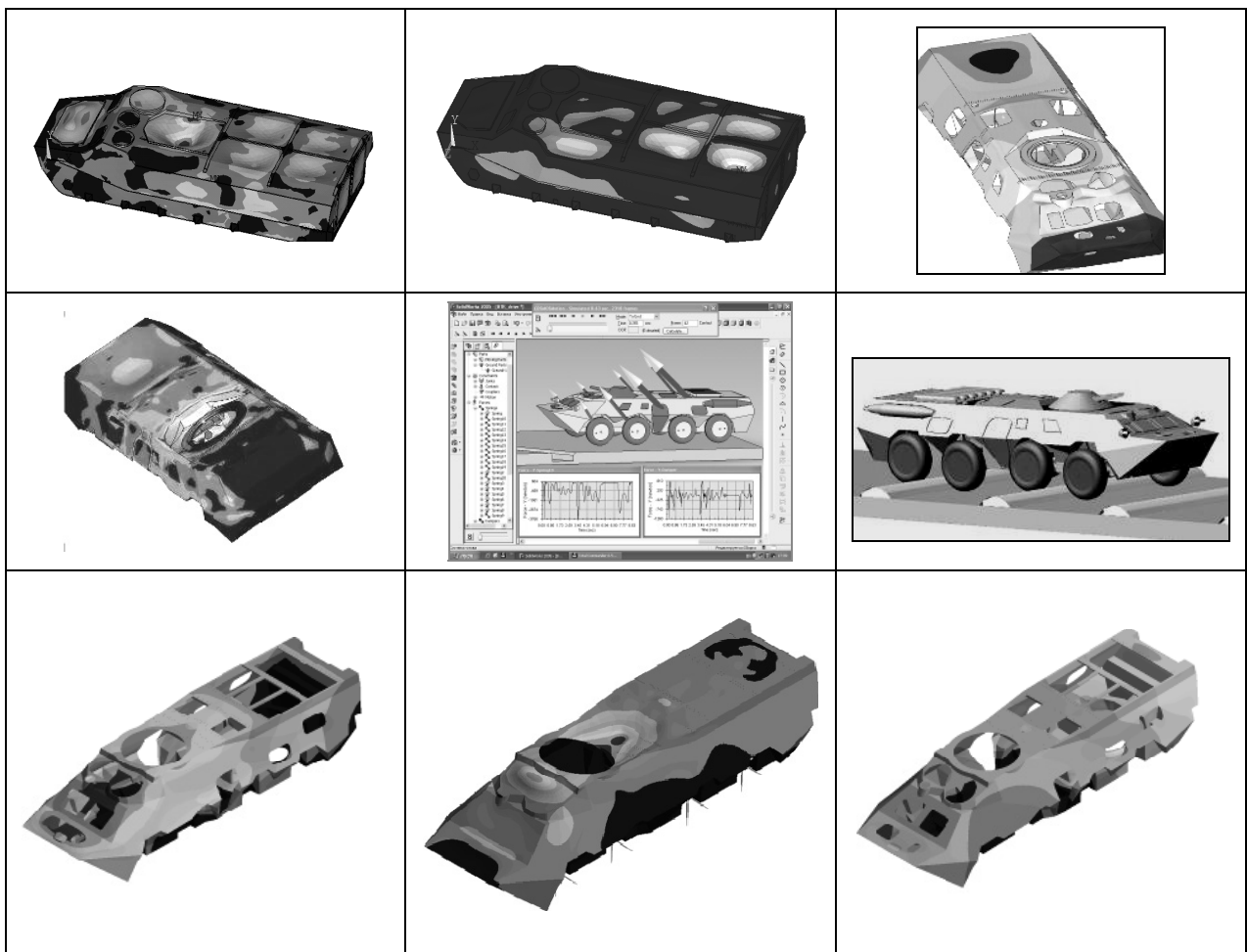


Рис. 18 – Исследование динамики и напряженно-деформированного состояния бронекорпусов легкобронированных машин в процессе действия импульсных усилий от боевых модулей, оснащенных скорострельными артиллерийскими системами, от действия ударных волн и усилий от подвески

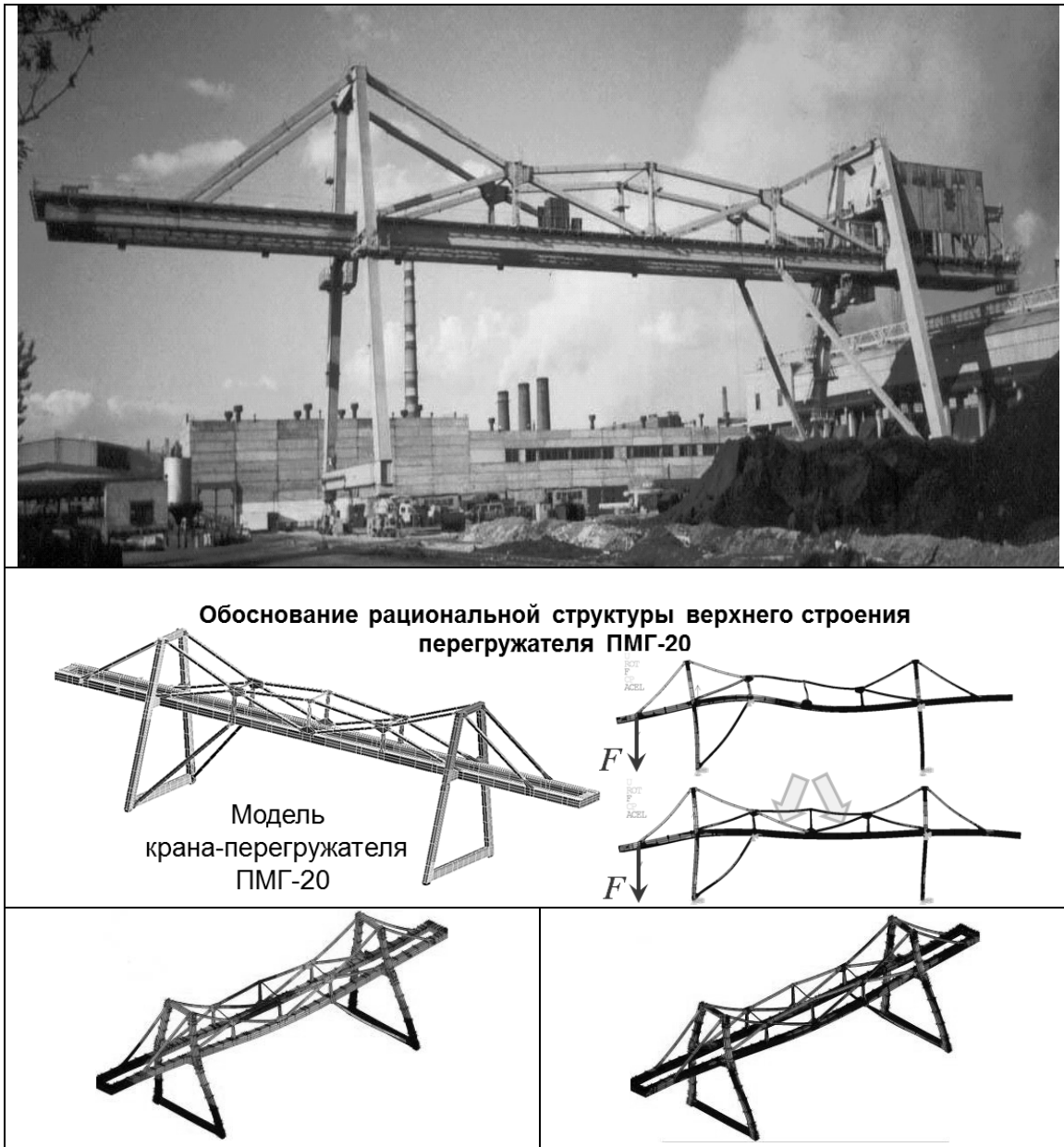


Рис. 19 – Моделирование напряженно-деформированного состояния элементов перегружателя ПМГ-20 грузоподъемностью 20 т (совместно с ГСКТИ и ОАО "Азовмаш")

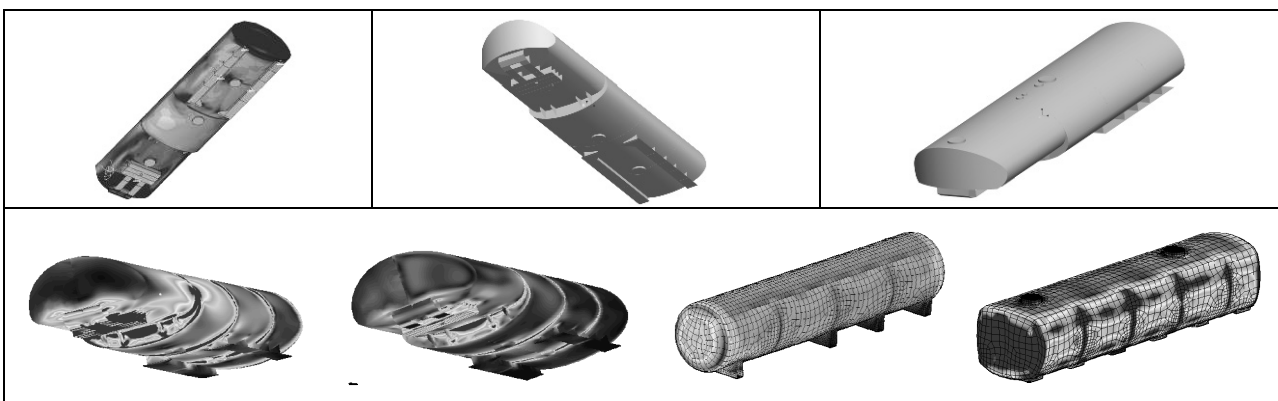


Рис. 20 – Моделирование напряженно-деформированного состояния цистерны автотопливозаправочной машины АТЗ- 22 и железнодорожной цистерны (совместно с ГСКТИ и ОАО "Азовмаш")

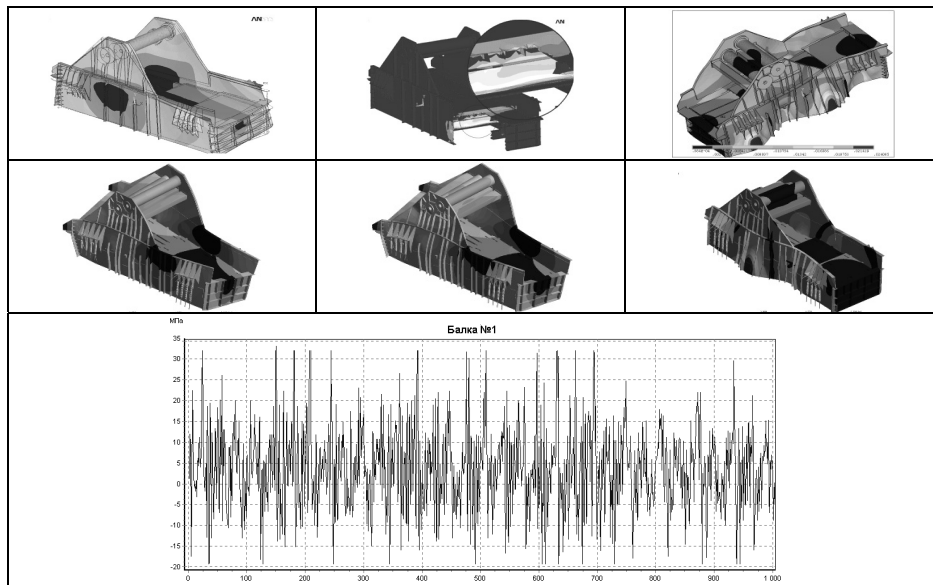


Рис. 21 – Моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния виброударных машин для очистки крупногабаритных отливок (совместно с ГСКТИ и ОАО "Азовмаш")

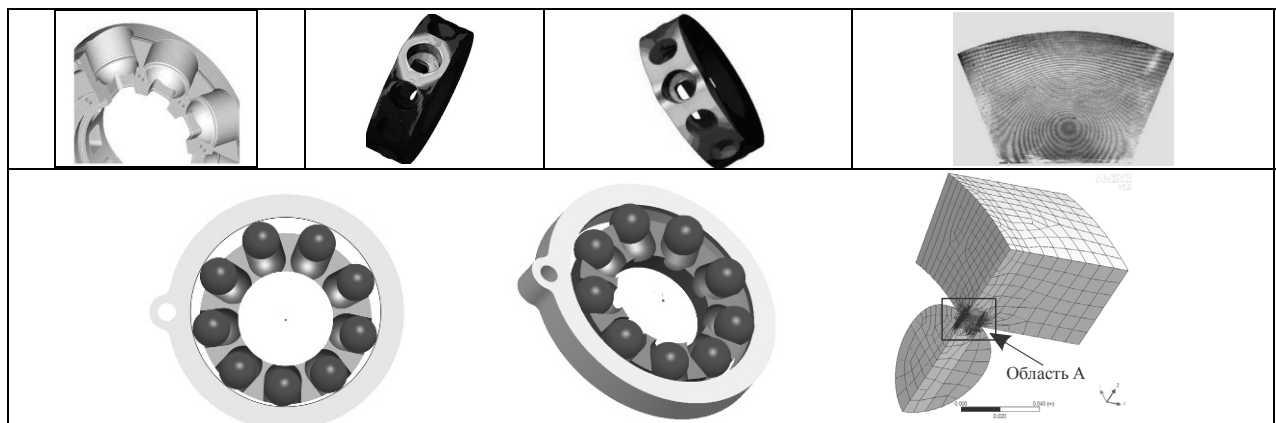


Рис. 22 – Моделирования напряженно-деформированного состояния и контактного взаимодействия элементов гидрообъемных передач (совместно с ХКБМ им. А.А. Морозова в рамках договора о научно-техническом сотрудничестве)

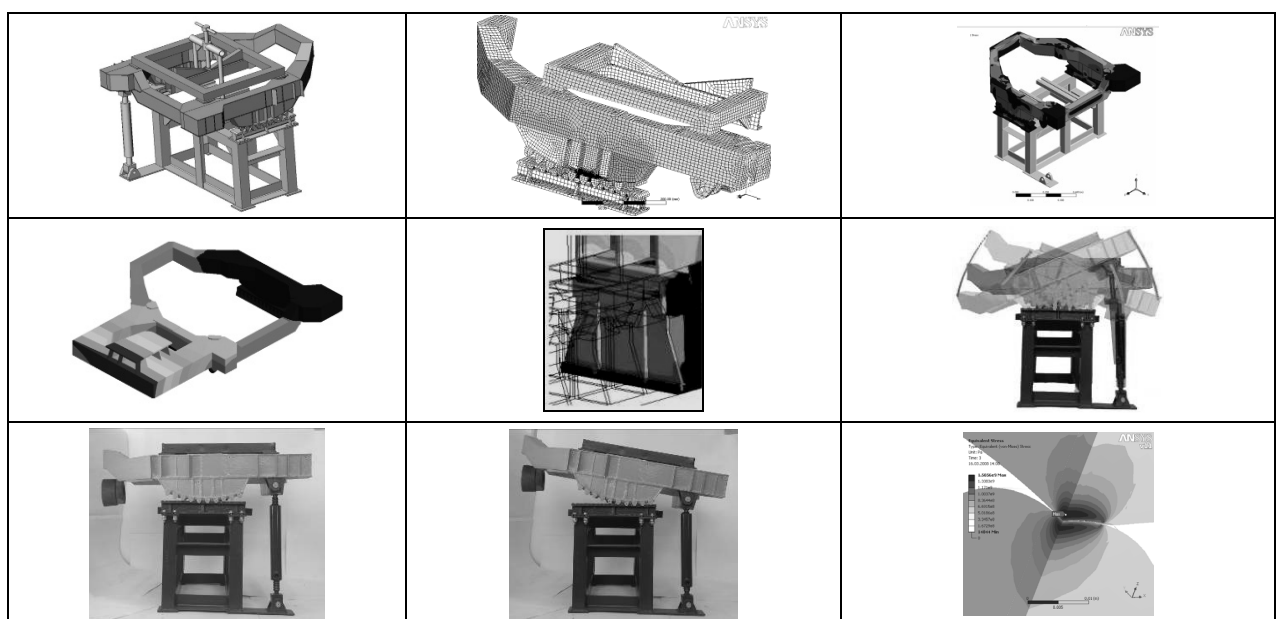


Рис. 23 – Моделирование кинематики, статики, напряженно-деформированного состояния и контактного взаимодействия элементов механизма наклона уникальной электроплавильной печи емкостью 60 т (совместно с ГСКТИ и ПАО "Азовмаш")

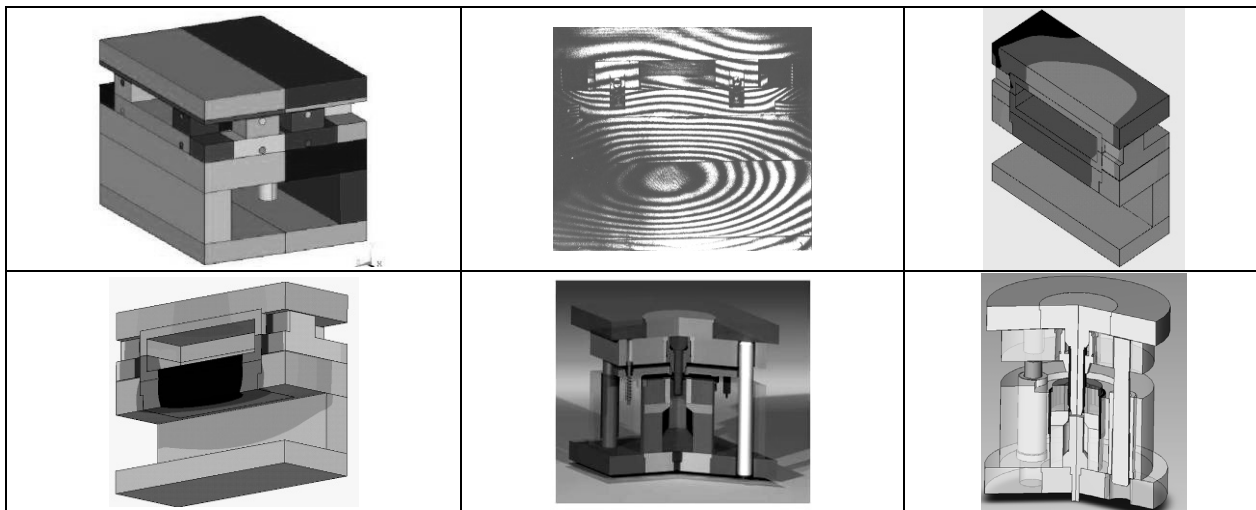


Рис. 24 – Моделирование напряженно-деформированного состояния элементов технологических систем на примере пресс-форм и штампов (совместно с ГП "Завод им. Малышева" в рамках договора о научно-техническом сотрудничестве)

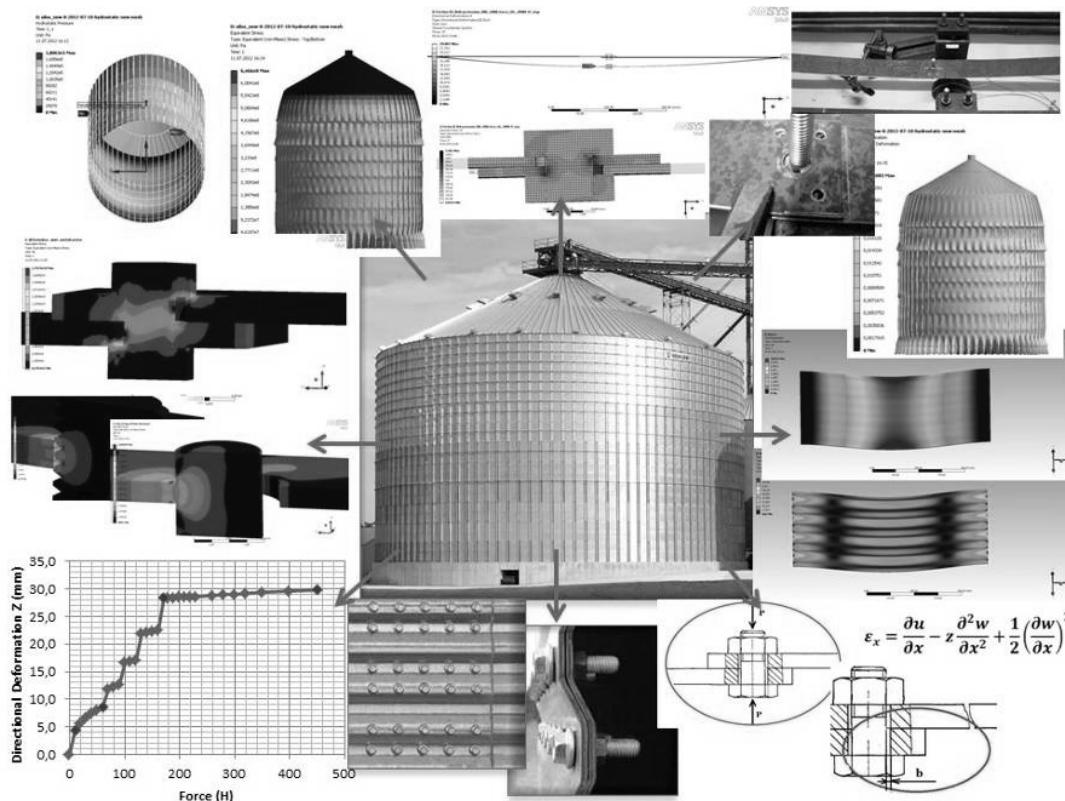


Рис.25– Моделирование напряженно-деформированного состояния и контактного взаимодействия элементов металлических зернохранилищ

Кроме того, кафедра с 2008 г. проводит ежегодные научно-технические конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", которые проходят в августе-сентябре в г. Севастополе, а с 2014 г. – в г. Одессе

(рис. 26, 27).

Также осуществлено около 240 докладов на различных других конференциях в Москве, Днепропетровске, Харькове, Барселоне, Минске, Севастополе, Львове.



Рис.26 – Севастополь-2009: очередная конференция "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов" (после пленарного заседания)



Рис. 27 – Одесса-2015: очередная конференция "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов"

С 2004 г. на кафедре успешно ведется подготовка бакалавров и специалистов, а с 2015 г. – и магистров по специальности «Информационные технологии проектирования» направления «Компьютерные науки», специализация «Компьютерное моделирование механических систем».

Дипломные работы студентов занимают призовые места на конкурсах. В частности, бакалаврская дипломная работа студента гр. ТМ-84Б Юрия Костенко заняла 3 место на конкурсе дипломов бакалавров НТУ «ХПИ» и была отмечена дипломом II степени на III региональном конкурсе студенческих научных работ, а дипломная работа специалиста Ю. Костенко заняла 2 место на конкурсе дипломов специалистов НТУ «ХПИ». Бакалаврская дипломная работа студентки гр. ТМ-85Б Наталии Негробовой получила диплом II степени на Всеукраинском конкурсе студенческих научных работ.

Студенты активно привлекаются к научно-исследовательской работе. Результатами этой деятельности за 10 лет являются 26 совместных со студентами научных публикаций и 114 докладов на международных научно-технических конференциях.

Стоит отметить и участие студентов кафедры ТММиСАПР в многочисленных Всеукраинских и международных олимпиадах и конкурсах. В 2011 г. студент гр. ТМ-88Б Дмитрий Мухин занял второе место на Всеукра-

инской олимпиаде по САПР (г. Хмельницкий), Роман Легостаев (гр. ТМ-88Б) занял призовое место на конкурсе Siemens PLM. Студентки гр. ТМ-87Б Арина Чистаева и Алла Кицела стали лауреатами Международного конкурса студенческих работ по техническим специальностям в г. Белгород, Россия. Р. Легостаев также получил грамоту за участие в 1 туре Всеукраинского конкурса студенческих научных работ "Прикладная геометрия, компьютерная графика и эргономика" в 2011/2012 уч. году.

В 2012 г. Д. Мухин занял 1 место на Всеукраинском конкурсе студенческих научных работ в области «Военные науки», проходившем в Академии сухопутных войск (АСВ) им. гетмана П. Сагайдачного в г. Львове. Д. Мухин Дмитрий и Д. Татарина (гр. ТМ-89Б) заняли III место в командном зачете на международной олимпиаде по САПР «CAD-OLYMP» в г. Москва (декабрь 2012). Д. Мухин Дмитрий и А. Аббасов (гр. ТМ-80Б) заняли III место в командном зачете на IV Международном студенческом конкурсе по компьютерному моделированию среди пользователей программных продуктов АСКОН (г. Чернигов).

В 2013 г. Р. Легостаев получил диплом II степени Всеукраинского конкурса студенческих научных работ 2012/2013 уч. года в области «Прикладная геометрия, инженерная графика и эргономика». В марте 2013 г. Д. Мухин занял II место на Всеукраинском конкурсе студенче-

ских научных работ в области «Военные науки» (г. Львов, АСВ им. гетмана П. Сагайдачного). В марте 2013 г. М. Бондаренко (гр. ТМ-88Б) заняла I место на Всеукраинском конкурсе студенческих научных работ по направлению «Железнодорожный транспорт и специальная техника» (г. Харьков, Академия железнодорожного транспорта). В апреле 2013 г. на Всеукраинской открытой студенческой олимпиаде по дисциплине «Теория механизмов и машин» (г. Харьков) студенты гр. ТМ-70А под руководством преподавателей кафедры ТММиСАПР доц. З.С. Сафоновой, доц. Е.И. Зинченко и доц. Г.А. Кротенко заняли призовые места: Войтенко Антон – I место, Абрамов Олег – II место. В апреле 2013 О. Бондаренко (гр. ТМ-88Б) и Д. Мухин заняли III места на II этапе Всеукраинского конкурса студенческих научных работ и в Международной студенческой интернет-олимпиаде по направлению «Системы автоматизированного проектирования и компьютерного моделирования в машиностроении», г. Хмельницкий. В сентябре 2013 г. Д. Мухин и Д. Татаринова стали победителями в открытом конкурсе молодежных проектов Autodesk «Придай форму будущему!-2013» в г. Москва. Также Д. Татаринова стала победителем в двух номинациях официальных партнеров конкурса «Академия АйТи» и Artelectronics.ru. В ноябре 2013 г. Д. Мухин и А. Аббасов заняли I место в командном зачете на V Международном студенческом конкурсе по компьютерному моделированию среди пользователей программных продуктов АС-КОН в г. Чернигов. В октябре 2013 г. Дмитрий Мухин получил стипендию Городского головы г. Харькова.

В 2014 г. 6 студентов стали победителями Всеукраинских и международных конкурсов и олимпиад. В апреле 2014 г. С. Куценко и Д. Рева (гр. ТМ-89Б) заняли III место на II этапе Всеукраинского конкурса студенческих

научных работ по направлению «Системы автоматизированного проектирования и компьютерного моделирования в машиностроении», г. Хмельницкий. В апреле 2014 г. Д. Татаринова и А. Дмитренко (гр. ТМ-89Б) заняли III место на II этапе Всеукраинского конкурса студенческих научных работ по направлению "Военные науки", АСВ им. гетмана П. Сагайдачного. В апреле 2014 г. А. Аббасов занял III место на II этапе Всеукраинского конкурса студенческих научных работ по направлению "Машиноведение", Национальный технологический университет, г. Чернигов. В сентябре 2014 г. О. Троян (гр. ТМ-81Б) занял первое место в конкурсе Siemens PLM "Смелые идеи".

В 2015 г. студенты кафедры С. Куприн (гр. ТМ-80Б) и Д. Киричук (гр. ТМ-82Б) также получили дипломы II степени на Всеукраинском конкурсе студенческих научных работ в области "Военные науки" (г. Львов, АСВ им. гетмана П. Сагайдачного, март 2015). М. Саверская (гр. ТМ-81Б) получила диплом I степени, Д. Киричук – диплом II степени Всеукраинской студенческой олимпиады с международным участием по дисциплине «Системы автоматизированного проектирования и компьютерного моделирования в машиностроении», г. Киев, НТУУ «КПИ» (апрель 2015 г.).

Группа студентов кафедры под руководством доц. Мартыненко А.В. в 2015 г. выиграла грант в конкурсе DAAD и посетила летом Университет Штутгарта (Германия), рисунок 28.

Доц. А.Ю. Васильев и выпускник кафедры Д. Мухин в марте 2015 г. приняли участие в мероприятии «Autodesk Panorama 2015» в г. Шанхай, Китайская Народная Республика, и заняли там первое командное место в конкурсе «Autodesk Fusion 360 Hackathon».



Рис. 28 – Студенты ТМ-факультета на практике в университете Штутгарта, лето 2015 г.

В системе повышения квалификации преподавателей высших учебных заведений организован семинар "Современные компьютерные системы автоматизированного проектирования". Проводится подготовка и переподготовка научно-технических кадров по направлению систем автоматизированного проектирования на базе программных комплексов Pro/ENGINEER, SolidWorks, ANSYS, LS-DYNA, Inventor, КОМПАС.

Развернутая подготовка специалистов, которые на высоком уровне владеют этими системами и применяют их как эффективный инструмент в учебном процессе и научных исследованиях.

Основные научные разработки кафедры по направлению "Компьютерные методы моделирования сложных и сверхсложных механических систем" касаются методов обобщенного параметрического опи-

сания и компьютерного моделирования сложных и сверхсложных механических систем. Опубликовано за 15 лет около 250 статей, в которых нашли отражение научные и методические разработки. Подготовлены к печати в составе авторского коллектива учебник и конспект лекций по курсу "Теория механизмов и машин" (конспект лекций вышел в свет осенью 2015 г.). Вышло в свет пособие по системе Pro/ENGINEER.

Как отмечалось выше, значительную работу на кафедре по новым научным направлениям проводит с 2006 г. д.т.н. Золочевский Александр Алексеевич. По его инициативе и при непосредственном руководстве выиграны и успешно выполнены международные гранты. Существуют значительные перспективы сотрудничества с университетами Котбуса (Германия), Сент-Этьена (Франция), Аризоны (США). В течение 2008-2015 гг. д.т.н. Золочевский А. А. вместе со своими учениками осуществил несколько грантовых поездок в названные университеты. Кроме того, из зарубежных университетов кафедру посещают ученые. Они выступают с докладами перед сотрудниками и студентами кафедры (проф. Лин из университета штата Аризона, США, проф. Альтенбах из университета Галле, Германия, доктор Вересель из Национальной

высшей горной школы г. Сент-Етьен, Франция, доктор Шпрингман из Бранденбургского технического университета, Германия).

В 2008 г. кафедру посетила делегация агентства CRDF (США) под руководством Мерилин Пайфер.

Достижения кафедры экспонировались на выставке "СЕВИТ'2006" в Ганновере, Германия.

В соавторстве с коллегами д.т.н. Золочевский А. А. опубликовал монографию «Нелинейная механика деформируемого твердого тела», а также учебное пособие «Введение в ABAQUS». Кафедра проводит постоянно действующие семинары и готовит дистанционные курсы по тематике развития и внедрения САПР в практику научных исследований, подготовку специалистов и для производства Украины.

В 2009 г. при поддержке ректората и в сотрудничестве с индустриальной группой "УПЭК" создан учебно-опытный компьютерный кластер и центр для подготовки высококвалифицированных кадров в отрасли компьютерного проектирования, моделирования и технологической подготовки производства машиностроительных конструкций в Украине (рис. 29).

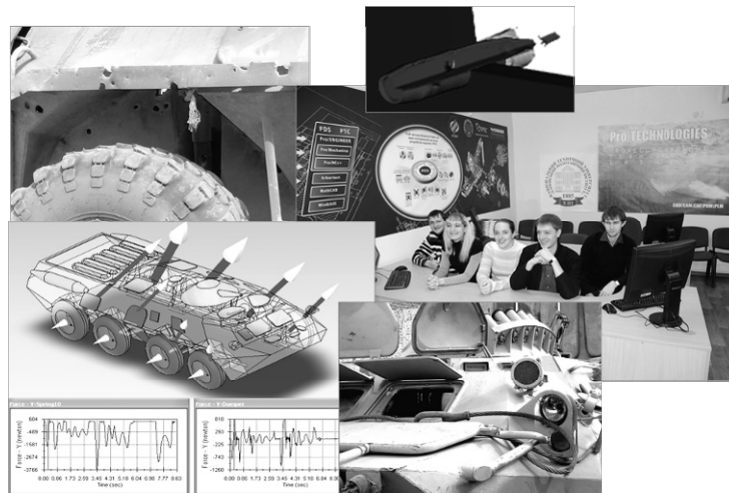


Рис. 29 – Компьютерный кластер «Политехник-125»

Кафедра ТММ и САПР на данное время имеет большие потенциальные возможности в научно-исследовательской работе, учебно-методической деятельности и в подготовке кадров. Стратегическое направление развития кафедры и научной школы, которая сложилась, – формирования научно-образовательного центра по проблемам компьютерного моделирования сложных и сверхсложных механических систем.

На данный момент кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» обладает уникальным научным багажом, кадровым потенциалом, программно-аппаратными средствами для решения масштабных задач в областях:

- компьютерное моделирование кинематики, динамики и прочности сложных механических систем;
- механика контактного взаимодействия сложнопрофильных тел;

- геометрический синтез, расчет прочности и оптимизация новых видов зубчатого зацепления;
- анализ напряженно-деформированного состояния элементов биомеханических систем;
- динамика виброударных систем;
- процессы в бронекорпусах военных гусеничных и колесных машин;
- напряженно-деформированное состояние корпусов ветроэнергетических установок;
- напряженно-деформированное состояние авто- и железнодорожных цистерн, вагонов, кранов-перегрузателей, металлургического и шахтного оборудования;

Основой научного и жизненного оптимизма кафедры является большой пласт молодых научных кадров, которые пришли и заняли лидирующие позиции в учебном процессе и научных исследованиях. Можно с уверенностью утверждать, что к следующим юбилейным датам кафедры, факультета и университета имен-

но их усилиями перечень достижений не просто увеличится, а многократно приумножится.

Список литературы. 1. Ткачук Н. А. Кафедра ТММ и САПР: годы, имена, события (к 85-летию основания) / Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Х. : НТУ «ХПИ». – 2005. – №53. – С. 3–11. **2.** Ткачук Н.А. Учебно-исследовательский центр “Тензор” НТУ “ХПИ” / Н.А. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР – Х. : НТУ «ХПИ». – 2005. – №60. –С. 3–8. **3.** Ткачук М. А. До 125-річчя НТУ «ХПИ». Університет, кафедра, студент: хартия наукового прагматизму / М.А. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Х. : НТУ «ХПИ». – 2010. – №19. –С. 3–11. **4.** Ткачук М.А. До 125-річчя НТУ «ХПИ». Кафедра ТММ і САПР: формування та розвиток науково-освітнього простору / М.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 153–171. **5.** Назаренко С. А. Основные работы профессора Д. С. Зернова / С. А. Назаренко, В. Л. Хавин, Н. В. Непран, Л. П. Семененко / Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип. : Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПИ». – № 51. – 2011.– С. 16–23. **6.** Назаренко С. А. Основные результаты профессора Я.В. Столярова / С.А. Назаренко, Н.А. Ткачук, В.Л. Хавин / Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип. : Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПИ». – № 29 (1072). – 2014.– С. 110–119.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk N. A. Kafedra TMM i SAPR: godyi, imena, sobyitiya (k 85-letiyu osnovaniya) // Vestnik NTU „KhPI”. Tem. vyp.: „Mashinovedenie i SAPR”. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2005. – No53. – P. 3–11. **2.** Tkachuk N.A. Uchebno-issledovatel'skiy tsentr “Tensor” NTU “KhPI” // Vestnik NTU „KhPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR – Kharkov : NTU «KhPI». – 2005. – No60. –P. 3–8. **3.** Tkachuk M. A. Do 125-rihchya NTU «KhPI». Universitet, kafedra, student: hartlya naukovoogo pragmatizmu // Vestnik NTU „KhPI”. Tem. vyp.: „Mashi-novedenie i SAPR”. – Kharkov : NTU «KhPI». – 2010. – No19. –P. 3–11. **4.** Tkachuk M.A. Do 125-rihchya NTU «KhPI». Kafedra TMM i SAPR: formuvannya ta rozvitok naukovovo-osvltного простору // Vestnik NTU «KhPI». Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie. – 2010. – No39. – P. 153–171. **5.** Nazarenko S. A. Osnovnyie raboty professora D. S. Zernova // Visnik NTU «KhPI». Tem. vip. : Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov : NTU «KhPI». – No51. – 2011.– P. 16–23. **6.** Nazarenko S. A. Osnovnyie rezultaty professora Ya.V. Stolyarova / Visnik NTU «KhPI». Tem. vyp. : Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov : NTU «KhPI». – No29 (1072). – 2014.– P. 110–119.

Поступила (received) 05.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola Anatoliyovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

УДК 539.3

М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Н. Б. СКРІПЧЕНКО**МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ УДАРНО-КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ**

Робота присвячена розробці, вдосконаленню та реалізації методів розв'язання зв'язаної задачі аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії та геометричного синтезу складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично генерованими поверхнями та динаміки віброударних систем на основі їхнього параметричного опису та інтеграції розрахункових моделей різного рівня. Розроблено принципово нові підходи до розв'язання зв'язаних задач геометричного синтезу та аналізу напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл, а також параметричного синтезу та аналізу динаміки віброударних систем. Запропоновано метод визначення кінематично генерованих поверхонь та створення скінченноелементних моделей. Розроблено новий напіваналітичний варіант методу граничних елементів, що відрізняється точним, а не приблизним, обчисленням коефіцієнтів визначальних рівнянь.

Ключові слова: ударно-контактна взаємодія, напружено-деформований стан, складнопрофільні машинобудівні конструкції, віброударна система.

Вступ. Основним видом передачі потужності в елементах машинобудівних конструкцій є контактна взаємодія. Особлива складність для аналізу процесів, що відбуваються при такій взаємодії, реалізується для випадків контакту складнопрофільних тіл та при ударно-контактному контакті. Недостатні можливості теорії. З одного боку, та потреби промисловості, – з іншого, зумовили високу актуальність проблеми розробки принципово нових методів аналізу ударно-контактної взаємодії. Ця проблема була поставлена та розв'язана авторським колективом. А саме робота висунута на здобуття щорічної премії Президента України для молодих вчених.

У публікації викладаються основні моменти поданої роботи.

Актуальність теми. Для сучасного машинобудування характерне широке застосування машин, у яких передача необхідних складних видів руху і значних робочих зусиль здійснюється за допомогою контакту складнопрофільних деталей. При цьому форма робочих поверхонь цих деталей визначається, по-перше, умовами кінематичного спряження, а по-друге, вимогами забезпечення міцності з урахуванням реальних розподілів контактної тиску [1 – 12]. При проектуванні таких елементів машин виникають дві зв'язані задачі: I – аналізу напружено-деформованого стану (НДС) складнопрофільних тіл (СПТ) з урахуванням їхньої контактної взаємодії; II – геометричного синтезу їхніх кінематично генерованих поверхонь (КГП). Існуючі методики розв'язання задач I і II не забезпечують *варіативності* при описі форми тіл, мають недосконалі механізми *інтеграції* геометричних і розрахункових моделей і є недостатньо *збалансованими* за точністю та обчислювальними ресурсами на різних етапах досліджень. Суттєве значення дані чинники мають для *важких* вібраційних машин, зокрема, віброударних, тому що при цьому традиційні підходи до моделювання динамічних процесів і НДС не дають адекватних результатів. У цьому контексті особливе значення набувають питання визначення сил ударної взаємодії вібромашини з технологічним вантажем при його частковому руйнуванні, оскільки в багатьох віброударних системах такого типу (тобто з високою дисипативністю) не можна заздалегідь установити параметри основних їх елементів. Це створює у поєднанні з випадковим характером всіх цих процесів ситуацію невизначеності, яка не дає можливості обчислення тривалості ударної взаємодії і амплітуди діючих навантажень, а, значить, і виникаючих в елементах машини напружень.

У зв'язку з цим удосконалення методів аналізу контактної взаємодії і синтезу тіл є *актуальною* науковою і практичною проблемою, яку розв'язано в поданій роботі.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи полягає у вдосконаленні та реалізації методів розв'язання зв'язаної задачі аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії і геометричного синтезу складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично генерованими поверхнями, у розробці методів визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації шляхом параметричного опису та інтеграції розрахункових моделей різного рівня.

Для досягнення поставленої мети поставлені наступні завдання: обґрунтувати на основі аналізу існуючих методів шляхи дослідження НДС складнопрофільних тіл з кінематично генерованими поверхнями; розробити підхід та комплексні математичні моделі НДС з урахуванням контакту СПТ з кінематично генерованими поверхнями, числові алгоритми на основі запропонованих математичних моделей НДС складнопрофільних тіл; визначити перспективні підходи та створити моделі для дослідження взаємодії елементів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками при частковому руйнуванні технологічного вантажу; провести аналіз впливу параметрів віброударної системи на характеристики вібраційних процесів, на зусилля і тривалість ударної взаємодії; провести аналіз НДС складнопрофільних тіл та встановити закономірності розподілу контактної тиску і контактних зон.

Постановка задач досліджень. У роботі міститься аналіз та узагальнення методів дослідження контактної взаємодії тіл з кінематично генерованими поверхнями. Проведено аналіз можливостей та обмежень класичної теорії методу Герца, методів скінченних елементів, варіаційних нерівностей, множників Лагранжа, граничних елементів та інших, що широко застосовуються для розв'язання задач контактної взаємодії тіл довільної форми. Оскільки основна складність полягає якраз в особливості способу опису поверхонь тіл, то для розв'язання задачі аналізу контактної взаємодії необхідно розробити методи, що враховують дану особливість. Відповідно визначені основні задачі досліджень.

Розвинені теоретичні основи аналізу напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл з кінематично генерованими поверхнями. Для тіл з КГП доцільно об'єднати в рамках єдиного підходу аналіз НДС з урахуванням

контактної взаємодії та геометричний синтез. У роботі вибір методу геометричного синтезу зроблений на користь кінематичного методу Литвина [13]. Для розв'язання задач аналізу контактної взаємодії пропонується залучити декілька методів, об'єднавши їх єдиним методологічним підходом, що враховує специфіку створення геометричної моделі для досліджуваних тіл [14–22].

Особлива увага приділена питанню розробки скінченно-елементних моделей СПТ, методів автоматизованої генерації та параметризованого опису, що задовольняють бажаним характеристикам якості і обмеженням застосування, наведеним на рис. 1.

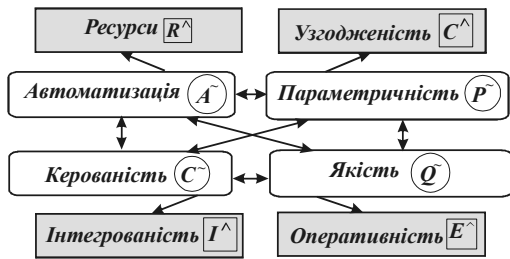


Рис. 1. Якісні характеристики СЕМ та відповідні проблемні обмеження

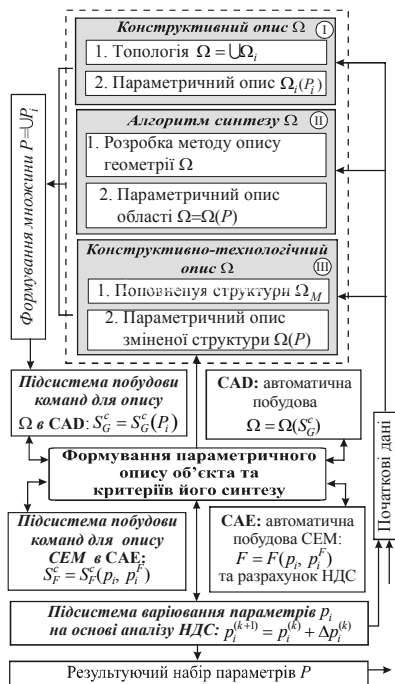


Рис. 2. Структура системи автоматизованого генерування моделей досліджуваних тіл

На рис. 2 наведена структурна схема проектних досліджень для тіл з різними способами опису геометричної та СЕМ. Якщо рівняння стану записати як $L(\Omega, \mathbf{u}, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0$, де Ω – область, зайнята тілами \mathbf{u} – змінні стану; \mathbf{p} – параметри; \mathbf{r}, t – просторові і часова координати, то можна виділити два (I і III) основних традиційних конструктивних способи опису і третій аналітичний спосіб II:

$$L_1|_{\Omega}(\mathbf{u}, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0; \quad (1)$$

$$L_2|_{\bar{\Omega}}(\Omega, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0, \quad (2)$$

шляхом розв'язання двох пов'язаних задач синтезу геометрії (2) та аналізу напруженого стану (1) у послдовності, вказаній

на рис. 3.

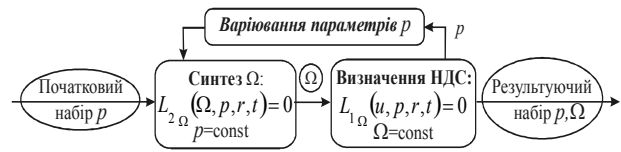


Рис. 3. Структура ітеративного розв'язання задачі синтезу та аналізу НДС складнопрофільних тіл

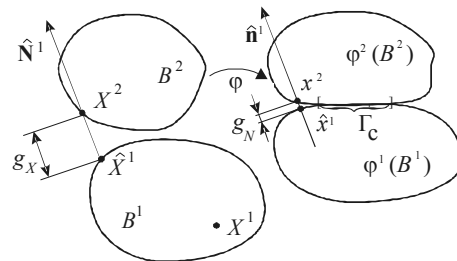


Рис. 4. Кінематика контакту гладких тіл

Контактна взаємодія тіл з КГП форми відноситься до випадку контакту тіл з гладкою границею. Для його дослідження залучається традиційне представлення механізму контакту $g_N = (x^2 - \hat{x}^1) \cdot \hat{n}_1 \geq 0$ (рис. 4). Крайова задача:

$$\text{Div} \sigma = 0, \quad X \in B, \quad (3)$$

$$2\varepsilon(\mathbf{u}) = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T), \quad (4)$$

$$\sigma_{ij}(\mathbf{u}) = E_{ijkl} \varepsilon_{kl}(\mathbf{u}). \quad (5)$$

Тут $\mathbf{u}, \sigma, \varepsilon, E$ – вектор переміщень, тензори напружень, деформацій та пружних констант матеріалів. Проте більш загальною є варіаційна постановка [16–19]. Для випадку двох тіл шуканим полем переміщень є $\mathbf{u} \in K$, де $K = \{\mathbf{v} : \mathbf{v} \in H^1(B^1) \times H^1(B^2), \mathbf{v}|_{\Gamma_1} = \mathbf{u}_1^r, \mathbf{v}|_{\Gamma_2} = \mathbf{u}_2^r, (\mathbf{v}^2 - \hat{\mathbf{v}}^1)|_{\Gamma_c} \cdot \hat{\mathbf{n}}^1 + g_x \geq 0\}$, що для всіх $\mathbf{v} \in K$ задовольняє нерівність

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) \geq f(\mathbf{v} - \mathbf{u}) \quad (6)$$

де $a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = \int_B \varepsilon_{ij}(\mathbf{u}) E_{ijkl} \varepsilon_{kl}(\mathbf{v}) dX$ – білінійною, а $f(\mathbf{v}) = \int_{\Gamma_s} \mathbf{t} \cdot \mathbf{v} dS$ – лінійною формою.

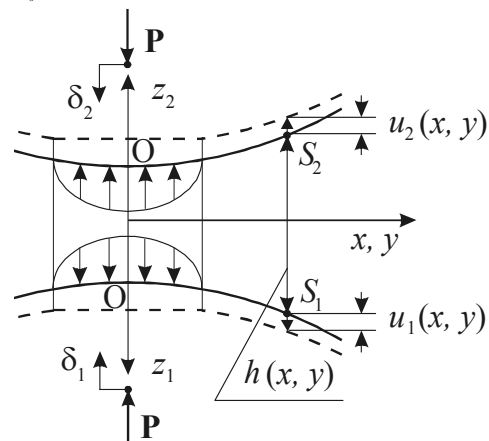


Рис. 5. Деформація тілу у контакті

Альтернативним відносно МСЕ та теорії Герца є метод граничних елементів [23]. В рамках моделі пружного напівпростору умови контакту мають вигляд (рис.5):

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, \\ S_1 \text{ і } S_2 \text{ – в контакті;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, \\ S_1 \text{ і } S_2 \text{ – поза контактом.} \end{cases} \quad (7)$$

Для цієї моделі справедливе інтегральне рівняння, що пов'язує переміщення виключно з розподілом тиску $p(\xi, \eta)$ (рис. 6) [20]:

$$\begin{aligned} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) &= \\ &= ((1 - \nu_1^2) / \pi E_1 + (1 - \nu_2^2) / \pi E_2) \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta = (8) \\ &= (\pi E^*)^{-1} \left\{ \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta \right\}. \end{aligned}$$

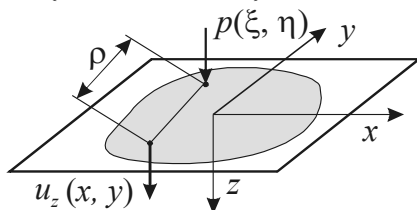


Рис. 6. Переміщення границі напівпростору під дією нормального зусилля

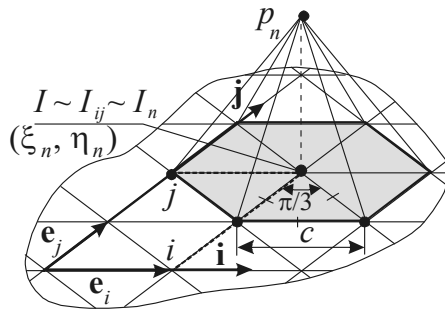


Рис. 7. Регулярна трикутна сітка та пірамідальний елемент функції тиску

Тут $\nu_i, E_i, i=1,2$ – пружні параметри кожного з контактуючих тіл. Для отримання числового розв'язку функція p наближається суперпозицією масиву пірамідальних елементарних розподілів (рис. 7) і повністю визначається дискретним набором вузлових значень p_n :

$$p(\xi, \eta) \cong \sum_n \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n.$$

Для знаходження p_n використані: прямий метод (метод колокацій) та варіаційний метод (принцип Калькера) [20]. У роботі розроблений аналітичний шлях обчислення „шаблону” форми розподілу переміщень для одиничного пірамідального елемента $w(x, y) = \sum_m \iint_{S^{(1)}} [\hat{p}^{(1)}(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta$, де $S^{(1)}$ – шестикутна область з одиничними сторонами; $\hat{p}^{(1)}$ – одиничний пірамідальний розподіл на ній. Тоді: $u_n = u_{z_1}(I_n) + u_{z_2}(I_n) = \sum_m C_{nm} p_m$, де $C_{nm} = (c / \pi E^*) w[i(n) - i(m), j(n) - j(m)]$.

Результатом є умови контакту (7) у дискретній формі:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ вузол } J_n \text{ – в контакті;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ вузол } J_n \text{ – позаконтактом} \end{cases} \quad (9)$$

що доповнюються умови додатності і значення сили:

$$p_m \geq 0, \forall J_m; \quad (\sqrt{3}/2)c^2 \sum_m p_m = P. \quad (11)$$

Розв'язок визначальної системи (9)-(11) знаходиться у ході ітераційної процедури.

Здійснена числова реалізація розроблених методів та створена спеціалізований програмно-моделний комплекс (СПМК). Зокрема, для мінімізації похибки традиційних технологій опису форми (рис. 8) як альтернатива такому підходу пропонується високоточний алгоритм напівавтоматичної генерації топологічно регулярних сіток (рис. 9) на поверхні S_{id} у її природних координатах. У даному випадку загальна похибка визначається лише відхилення форми "гранової" поверхні S_G від ідеальної S_{id} .

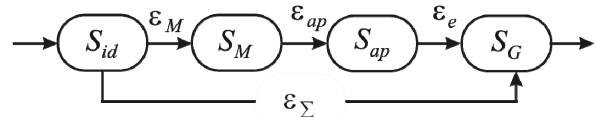


Рис. 8. Похибки моделювання геометрії традиційною технологією:

$$\epsilon_\Sigma = |\epsilon_M| + |\epsilon_{ap}| + |\epsilon_e|$$

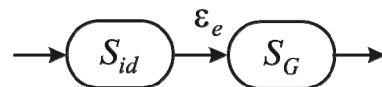


Рис. 9. Запропонована технологія генерування топологічно регулярних сіток та похибки

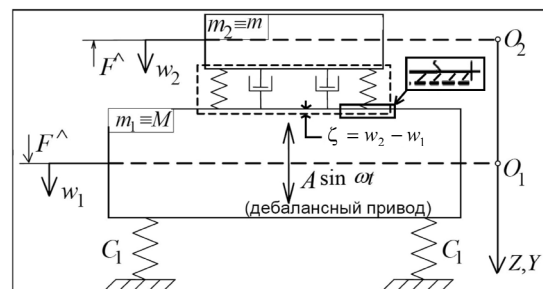


Рис. 10. Розрахункова схема віброударної системи

Підходи, методи та моделі динамічних процесів у віброударних системах з нелінійними неутримуючими зв'язками. Досліджується, для визначеності, двомасова віброударна система рис. 10). Задля урахування усіх особливостей досліджуваної двомасової системи пропонується встановлювати залежності сил взаємодії ланок у віброударній системі

$$F = F(\zeta(t) \equiv (w_1 - w_2), \zeta) \quad (12)$$

не апіорно, а шляхом наближення:

$$F = \sum_{i,j=0}^{\infty} \alpha_{ij} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\zeta), \quad (13)$$

де φ_i, ψ_j – базисні функції, а α_{ij} – шукані коефіцієнти, що

визначаються основи аналізу та узагальнення серії експериментальних досліджень У цьому контексті задача ідентифікації набору параметрів приймає вигляд:

$$\alpha^* = \arg \min I(\zeta_N - \zeta_E). \quad (14)$$

Тут I - деякий критерій відповідності розподілів змінної стану ζ в часі, отриманих, чисельно (індекс N) та експериментальним шляхом (індекс E), відповідно. Процедура визначення $F(\zeta, \dot{\zeta})$ за результатами розрахунково-експериментальних досліджень (12)-(14) реалізує принципово новий підхід до опису сил контактної взаємодії у віброударній системі. Розглядається усталений процес з періодом T . На рис. 11, 12 представлені схематично розподіли шуканих зусиль, до яких пред'являються наступні вимоги:

$$F = 0, \quad \zeta < 0; \quad F \geq 0; \quad (15)$$

$$F(\zeta, \dot{\zeta}) > F(\zeta, 0), \quad \dot{\zeta} > 0; \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(\zeta, 0), \quad \dot{\zeta} < 0. \quad (16)$$

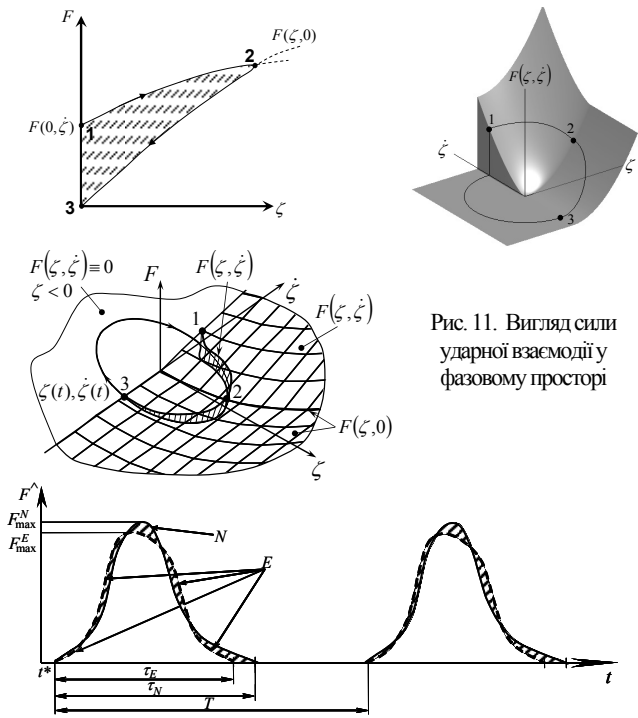


Рис. 11. Вигляд сили ударної взаємодії у фазовому просторі

Рис. 12. Розрахунково-експериментальні розподіли ударної взаємодії

Тоді як міру невідповідності часових розподілів $F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}$ (див. рис. 12) можна взяти будь-яку норму у функціональному просторі, відповідно до специфіки розв'язуваної задачі, зокрема:

$$I_1 = \frac{\max |F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}|}{\max |F_E^{\wedge}|}; \quad I_4 = \frac{\int \text{sign} |F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}| dt}{\int \text{sign} F_E^{\wedge} dt}. \quad (17)$$

З умови мінімуму (17) можна визначити F_N^{\wedge} як функцію параметрів стану та фізико-механічних характеристик елементів системи, що досліджується. У модельному випадку сила взаємодії задається як випадок розкладання (13):

$$F = \bar{\alpha}_1 \zeta + \bar{\alpha}_2 \dot{\zeta} \quad (18)$$

для визначених значень коефіцієнтів $\bar{\alpha}_1 = 2.06 \cdot 10^8$ Н/м,

$$\bar{\alpha}_2 = 1.28 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Із інтегрування системи рівнянь

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) - C_1 w_1 - A \omega^2 \sin \omega t = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) = 0, \end{cases} \quad (19)$$

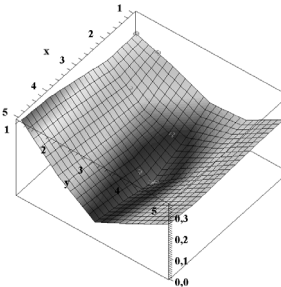


Рис. 13. Візуальне представлення функціонала

при масі машини $m_1 = 15960$ кг, початковій масі вантажу $m_2 = 10^4$ кг, амплітуді збурюючої сили $A = 3.7 \cdot 10^5$ Н, частоті $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ для α_1, α_2 , відмінних від справжніх значень, визначаються відхилення від еталонного руху віброударної системи. У наведеному прикладі мінімізація цієї розбіжності шляхом варіювання коефіцієнтів розкладання сили (13) має тотожно відтворити заздалегідь визначений розподіл (13).

На рис. 13 функціонал $I_0 = (I_1 + I_4)/2$ представлено візуально в області $\alpha_1 \in [1.03 \cdot 10^8, 3.09 \cdot 10^8] \times \alpha_2 \in [0.64 \cdot 10^7, 1.92 \cdot 10^7]$. Пошук мінімуму його значення здійснюється методом покоординатного спуску. На рис. 14 наведено часові розподіли $F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}$ для декількох послідовних наближень.

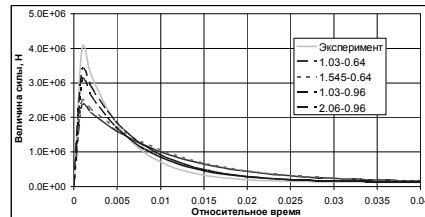


Рис. 14. Графіки часових розподілів $F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}$ для різних наборів параметрів α_1, α_2

Залежно від значень компонентів для обчислення сили система може мати на сталому режимі як одноударний, так і різноударний режим роботи (рис. 14-18). Важливо відзначити якісні особливості: зміщення максимальної сили на початок ударної взаємодії та деформація фазових діаграм (див. рис. 17, 18).

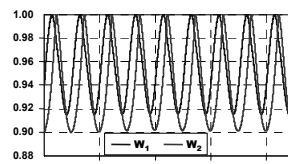


Рис. 15. Розподіли відносних величин $w_1(t)$ та $w_2(t)$

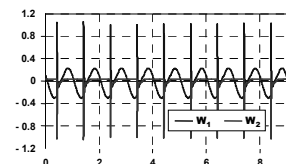


Рис. 16. Розподіли прискорень $\dot{w}_1(t)$ та $\dot{w}_2(t)$

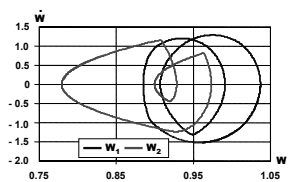


Рис. 17. Фазові діаграми для лінійної пружної моделі

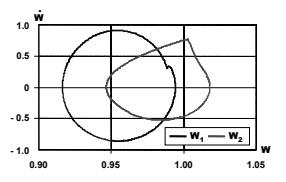


Рис. 18. Фазові діаграми для лінійної в'язкої моделі

Прикладні задачі аналізу контактної взаємодії і геометричного синтезу СІТ. Вибір об'єктів досліджень при цьому був зумовлений реальними потребами заводів, НДІ та КБ. Зокрема, розв'язана задача моделювання контактної взаємодії елементів ланцюгового приводу (круглоланковий ланцюг, рис. 19). Встановлено, що в них реалізується

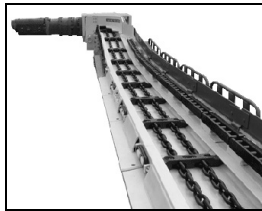


Рис. 19. Конвеєр з ланцюговим приводом

складний тривимірний НДС; має місце складна конфігурація форми контактних плям та розподілу контактної тиску, що якісно і кількісно відрізняються від герцевських (чотирипелюсткова форма на відміну від еліптичної, рис. 20);

максимальні деформації виникають на внутрішній поверхні ланки в області контакту (рис. 21). Також було здійснено моделювання НДС коліс циліндро-конічної двохпараметричної передачі (рис. 22) із урахуванням контактної взаємодії їх зубців.

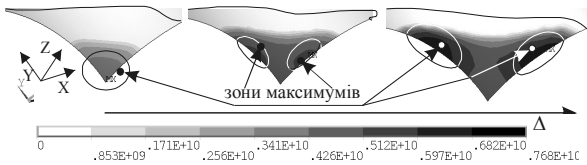


Рис. 20. Характер розподілу контактної тиску з ростом відносного подовження ланцюга Δ (показана четвертина)

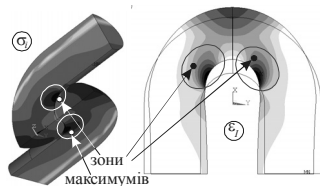


Рис. 21. Напружено-деформований стан при подовженні ланки на 15мм

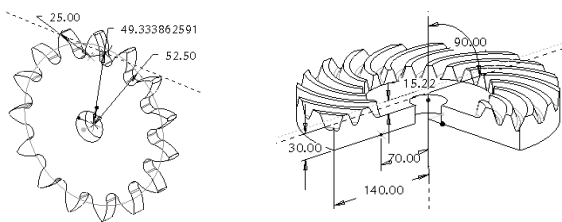


Рис.22. Основні розміри циліндричного (а) та конічного (б) коліс

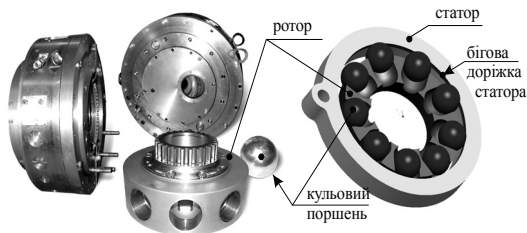


Рис. 23. Радіальна гідропередача

Досліджено контактну взаємодію кульового поршня з біговою доріжкою в радіальній гідроб'ємній передачі (ГОП-900, ХКБМ) танкової трансмісії (рис. 23).

Вибір спеціального профілю бігової доріжки зумовлює

характер розподілу контактної тиску, суттєво відмінний від герцевського (рис. 24), що враховується при виборі значень радіусу центральної частки бігової доріжки статора ГОП та інших її конструктивних параметрів. Розбіжності у значеннях максимального контактної тиску, одержаних за Герцом, МСЕ та МГЕ, демонструє області застосування та порівняльну точність результатів.

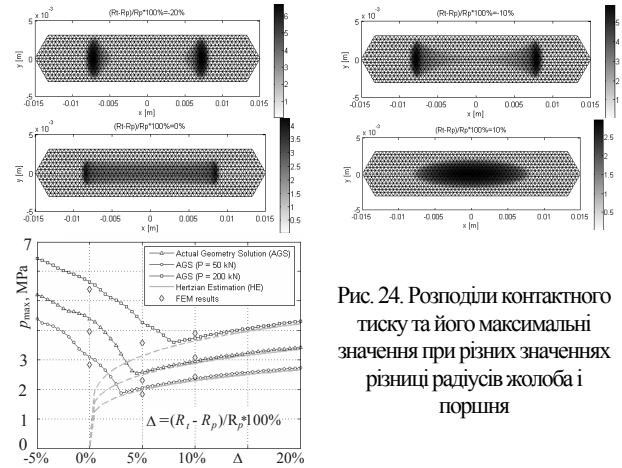


Рис. 24. Розподіли контактної тиску та його максимальні значення при різних значеннях різниці радіусів жолоба і поршня

Дослідження динамічних процесів. Дослідження динамічних процесів здійснено на прикладі вибивної машини для вибивки великих виливків масою близько 21т., маса вантажу близько 10т. (рис. 25). На рис. 26 показано характерний процес для вибивної машини при її розгоні з проходженням через резонанс. Аналіз показав, що варіювання коефіцієнтів α_{ij} має суттєвий ефект (рис. 27).

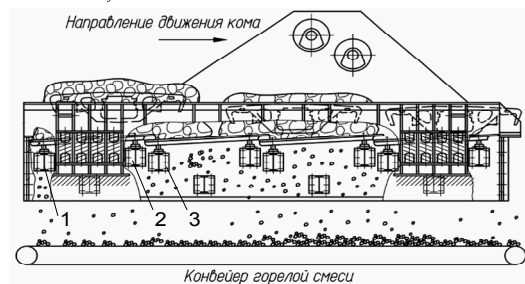


Рис. 25. Загальна схема досліджуваної вибивної машини

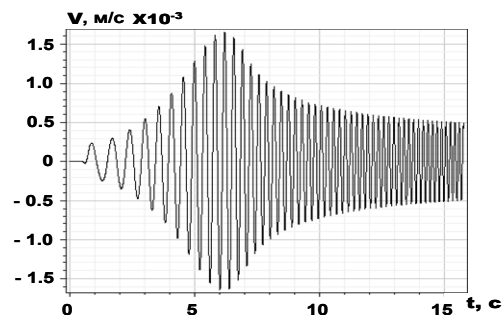


Рис. 26. Переміщення центру мас вібрмашини при розгоні

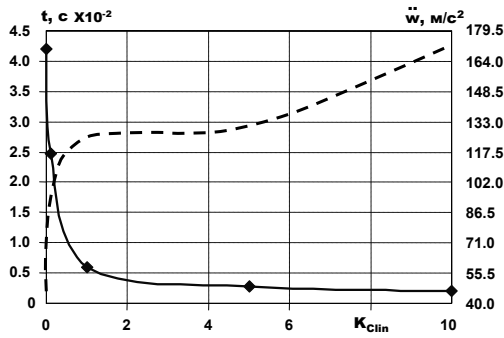


Рис. 27. Зміна тривалості імпульсу та амплітуди прискорень центру мас

Експериментальні дослідження контактної взаємодії СПГ з КГП. На прикладі макету циліндро-конічного двохпараметричного зачеплення продемонстрований повний цикл розробки, розрахунків, виготовлення і випробування (рис. 28). Для дослідження контакту був використаний метод контактних відбитків і оригінальний авторський алгоритм розшифровки.

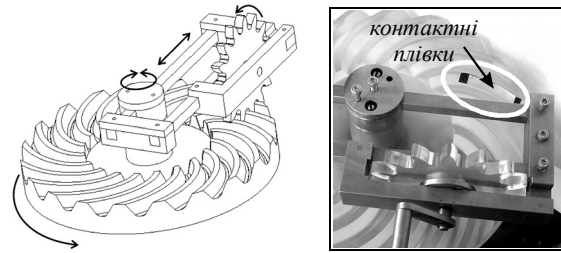


Рис.28. Дослідна модель ДПП

Проведені комплексні дослідження контактної взаємодії ланок силового ланцюга, ДПП і кульового поршня з біговою доріжкою радіальної ГОП показали повну якісну відповідність прогнозованих розрахунків та зафіксованих експериментально результатів (рис. 29, 30).

Проводився також експеримент у виробничих умовах на вибивній машині (рис. 31). Зафіксована множина осцилограм (рис. 32) динамічних напружень знаходиться у задовільній відповідності з даними розрахунків (відмінність - не вище 12%). На цій основі було здійснено удосконалення унікальної вібротехніки (рис. 33).

Параметри	Притискове зусилля кульового поршня до статора		
	1кН	2кН	5кН
Контактні відбитки			
Картини розшифровки відбитків за допомогою оригінального ПЗ PressureMapping Tool, МПа			
Картини розподілу контактної тиску, отримані за допомогою МГЕ, МПа			

Рис. 29. Результати аналізу контактних відбитків на чутливих плівках Fuji та отриманих МГЕ

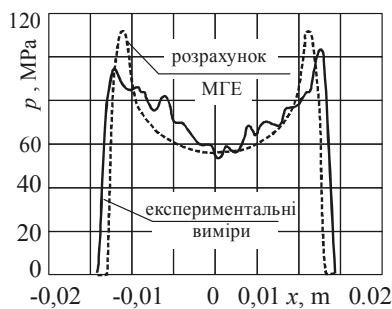


Рис. 30. Розподіли контактної тиску на довгій осі плями контакту при $R_f = 31,0$ мм, $P = 5$ кН

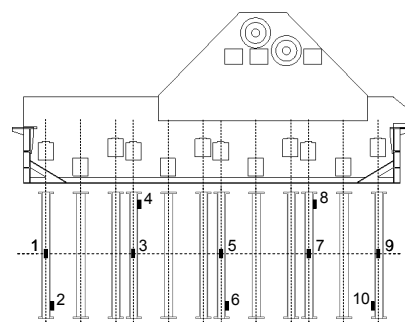


Рис. 31. Схема установки тензодавачів

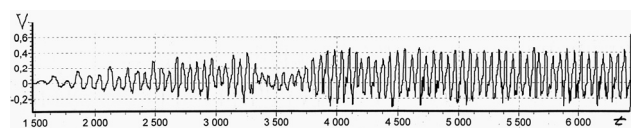


Рис. 32. Приклад осцилограми динамічних напружень

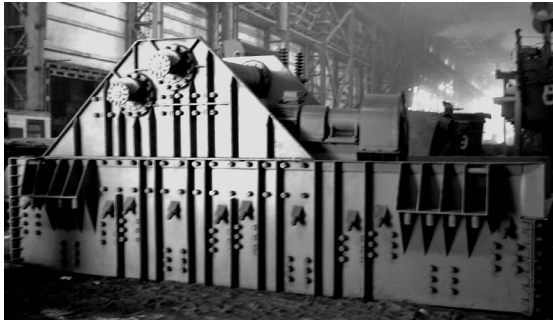


Рис. 33. Удосконалена вібростанція

Висновки. У роботі поставлена та розв'язана актуальна і важлива науково-практична проблема розробки методів аналізу контактної взаємодії складнопрофільних тіл та геометричного синтезу форми їх поверхонь. Розв'язано наступні завдання: удосконалено метод розв'язання зв'язаної задачі аналізу НДС з урахуванням контактної взаємодії і синтезу спряжених поверхонь тіл, що відрізняється від традиційних єдиним підходом до опису геометричних і числових моделей досліджуваних тіл; запропоновано подальший розвиток методу моделювання кінематично генерованих поверхонь, який полягає в алгоритмічному описі поточних варіантів на основі розв'язання спеціальної задачі геометричного синтезу в криволінійних координатах; вперше запропоновано високоточне генерування скінченно-елементних моделей тіл шляхом топологічно регулярного розбиття у внутрішніх координатах поверхонь; застосовано метод граничних елементів (МГЕ) у поєднанні з уточненим аналітичним обчисленням коефіцієнтів матриці впливу та зазору між тілами; запропоновано і реалізовано інтеграцію розрахункових моделей різного рівня складності в єдиному процесі дослідження контактної взаємодії і синтезу спряжених поверхонь тіл; розроблено новий підхід для визначення сил ударної взаємодії у віброударних дисипативних системах шляхом розкладання шуканої сили в ряд з коефіцієнтами, які обчислюються в ході розрахунково-експериментальних досліджень; запропоновані функціонали для ідентифікації параметрів віброударної системи як міри невідповідності розрахункових та експериментальних результатів; визначено вплив різних компонент у розкладанні сили ударної взаємодії на її часовий розподіл, максимальні значення та тривалість; встановлено, що залежно від фізико-механічних параметрів системи в ній можливі рівно-ударні або різноударні субгармонійні усталені періодичні режими руху; установлені особливості форми та якісні зміни топології контактних зон і розподілу контактного тиску у спряженні тіл при зміні їх форми, розмірів та величини навантаження. Результати досліджень описані, зокрема, у роботах [24 – 37]. Отримані наступні нові наукові результати.

1. На основі аналізу зроблено висновки про недостатні можливості існуючих методів визначення НДС складнопрофільних тіл при контактній взаємодії по кінематично генерованих поверхнях (КГП). Удосконалення цих методів було обране як задача досліджень.

2. У роботі запропонований перспективний підхід до розв'язання зв'язаної задачі дослідження НДС з урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних тіл і синтезу КГП, що базується, на відміну від традиційного підходу, на єдиному описі математичної, геометричної і числової моделей. Обґрунтовано використання не одного, а комплексу

методів і моделей різного рівня складності. Досліджено контакт тіл, форма яких може бути задалегідь не визначена, як у традиційному випадку, а встановлюється у ході розв'язання спеціальної задачі їх геометричного синтезу у вигляді хмари зв'язаних точок.

3. Вперше розроблено теоретичні основи визначення зусиль у віброударних динамічних системах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації.

4. Розроблена у роботі комплексна математична модель НДС тіл з КГП реалізована у вигляді спеціалізованих програмно-модельних комплексів (СПМК), що інтегруються у процес проектних досліджень. Запропонований перспективний метод генерування скінченно-елементного розбиття на основі використання топологічно регулярних поверхневих криволінійних сіток на кінематично генерованих поверхнях.

5. Із застосуванням СПМК розв'язано цикл прикладних задач моделювання НДС із урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних тіл. Установлено закономірності розподілу контактного тиску та контактних зон у спряженні цих тіл. Вони у багатьох випадках різко відмінні від традиційних герцевських розподілів. Установлені також різко відмінні від традиційних часові розподіли зусиль ударної взаємодії з їх концентрацією на початкових етапах взаємодії.

6. Експериментальні дослідження НДС і контактної взаємодії СПТ проводилися на спеціально розроблених стендах і дослідних зразках зубчастих передач, ланцюгових приводів, вібростанцій, гідропередач танкових трансмісій. Відмінність від числових результатів не перевищує 11-16 %. Отримано повне підтвердження адекватності математичних моделей, обґрунтованості вибору методів числових досліджень, відповідності створених моделей, а також достовірності і точності одержаних результатів.

7. Результати досліджень упроваджені в ході виконання низки господарських і договорів про співпрацю з підприємствами, а також бюджетних тем в НТУ „ХПІ”. Запропоновані теоретичні розробки, алгоритми і моделі застосовні для використання при дослідженні широкого класу складнопрофільних тіл з кінематично генерованими поверхнями, які є об'єктами досліджень в різних галузях машинобудування.

Практична значимість для машинобудівної галузі полягає у можливості прямого застосування розробок для підвищення понад світовий рівень ТХ і ТТХ продукції вітчизняного машинобудування, у т.ч. – спеціального, та реалізована в наступному: 1) розроблений і реалізований алгоритм розв'язання практично важливих задач розрахунку міцності при проектуванні елементів конструкцій; 2) на прикладі розв'язання конкретних задач отримані рекомендації з проектування дослідних зразків гідрооб'ємних (ГОП) та двохпараметричних передач, силових ланцюгів, які привели до створення працездатних конструкцій з високими ТХ і ТТХ; 3) створені нові математичні моделі для визначення динамічних характеристик віброударної системи та обчислення внутрішніх зусиль, що виникають в системі. Це дає змогу науково обґрунтувати параметри з метою вдосконалення віброударних машин для вибивки великого вагонного литва; 4) запропонований в роботі підхід володіє достатньою універсальністю і застосовністю для розв'язання задач обґрунтування проектних параметрів широкого класу контактуючих тіл, які здійснюють погоджений рух по

поверхнях спряження.

Результати досліджень впроваджені у практику проектно-дослідницьких робіт у Харківському бронетанковому ремонтному заводі (ХБРЗ), ВАТ "ГСКПТ", ВАТ "Азовмаш", ДП "Завод ім. Малишева", ДП "ХКБМ" та науково-дослідної частини НТУ "ХПІ".

Література. 1. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // *J. Reine Angew. Math.* – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 3. Signorini A. Sopra alcune questioni di elastostatica / A. Signorini // *Atti della Societa Italiana per il Progresso delle Scienze.* – 1933. – P. 513-533. 4. Александров В.М. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями / В.М. Александров, Е.В. Коваленко. – М.: Наука, 1986. – 336 с. 5. Александров В.М. Неклассические пространственные задачи механики контактных взаимодействий упругих тел / В.М. Александров, Д.А. Пожарский. – М.: Факториал, 1998. – 288 с. 6. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости / Л.А. Галин. – М.: Наука, 1980. – 303 с. 7. Goryacheva I.G. Contact Mechanics in Tribology / I.G. Goryacheva. – Dordrecht–Boston–London.: Kluwer Academic Publishers, 1998. – 360 p. 8. Моссаковский В.И. Контактные задачи математической теории упругости / В.И. Моссаковский, Н.Е. Качаловская, С.С. Голикова. – К.: Наукова думка, 1985. – 176 с. 9. Панасюк В.В. Деякі контактні задачі теорії пружності / В.В. Панасюк, М.Й. Теплий. – К.: Наукова думка, 1975. – 196 с. 10. Попов Г.Я. Контактные задачи для линейно-деформируемого основания / Г.Я. Попов. – К.–Одесса: Вища школа, 1982. – 168 с. 11. Развитие теории контактных задач в СССР / Под ред. Л. А. Галина. – М.: Наука, 1976. – 493 с. 12. Gladwell G.M.L. Contact problems in the classical theory of elasticity / G.M.L. Gladwell. – Alphen an den Rijn: Sijthog and Noordhoff, 1980. – 717 p. 13. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 14. Дюво Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.–Л. Лионс. – М.: Наука, 1980. – 383 с. 15. Киндерлерер Д. Введение в вариационные неравенства и их приложения / Д. Киндерлерер, Г. Стампаккья. – М.: Мир, 1983. – 256 с. 16. Кравчук А.С. Вариационные и квазивариационные неравенства в механике / А.С. Кравчук. – М.: Изд-во Моск. гос. ак-и приборост. и инф-ки, 1997. – 339 с. 17. Kikuchi N. Contact Problems in Elasticity: A study of variational inequalities and finite element methods / N. Kikuchi, J.T. Oden // *SIAM Studies in Applied and Numerical Mathematics*, Philadelphia. – 1986. – Vol. 8. – P. 156-161. 18. Solution of Variational Inequalities in Mechanics / I. Hlavacek, J. Haslinger, J. Necas [and oth.]. – Berlin, New York: Springer-Verlag, 1988. – 327 p. 19. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // *Прикладная математика и механика*. Том 41. – 1977. – С. 329-337. 20. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics / J.J. Kalker // *J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – V. 20. – P. 199-221. 21. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. 22. Wriggers P. Finite-element-formulation of large deformation impact-contact problems with friction / P. Wriggers, T.V. Van, E. Stein // *Computers and Structures.* – 1990. – V. 37. – P. 319-333. 23. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела. – М.: Мир, 1987. – 328 с. 24. Ткачук Н.Н. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи / А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук // *Вісник НТУ "ХПІ"*. – Х.: НТУ "ХПІ", 2003. – № 28. – С. 9-18. 25. Ткачук М. Напружено-деформований стан просторових конструкцій: методи автоматизованого аналізу / А. Васильєв, М. Ткачук, В. Головченко // *Машинознавство.* – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2006. – №1(103). – С.23-28. 26. Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине / Е.Н. Барчан, В.А. Шкода, В.В. Просанок, А.В. Грабовский // *Вісник НТУ "ХПІ"*. – Х.: НТУ "ХПІ", 2007. – № 23. – С. 26-32. 27. Ткачук Н.Н. К вопросу о контактно-взаимодействии плоского штампа с полупространством / Н.Н. Ткачук, А.Н. Ткачук // *Восточно-европейский журнал передовых технологий.* – Х.: УДАЗТ, 2010. – № 3/9 (45). – С. 50-53. 28. Грабовский А.В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / Грабовский А.В. // *Східно-Європейський журнал передових технологій.* – Х.: УДАЗТ. – 2010. – № 3/9(45). – С.42-46. 29. Ткачук Н.Н. Подход к идентификации ударной модели для виброударной системы / Ткачук Н.Н., А.В. Грабовский, Ткачук Н.А. // *Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія.* – Севастополь : СевНТУ. – 2010. – №110. – С. 55-60. 30. Ткачук М. Підхід до ідентифікації моделі для визначення ударної сили у виброударній системі / М. Ткачук, А. Грабовський, М. Ткачук, І. Артьомов, С. Барчан // *Машинознавство.* – 2011. – № 5-6. – С. 21-26. 31. Ткачук Н.Н. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза / Н.Н. Ткачук,

Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування.* – Х.: НТУ "ХПІ", 2011. – №2. – С. 75-86. 32. Грабовский А.В. Численный анализ влияния модели для определения силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах / Ю.В. Костенко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук // *Механіка та машинобудування.* – Х.: НТУ "ХПІ", 2012. – № 2. – С. 34-48. 33. Грабовский А.В. Анализ динамических процессов и напряженно-деформированного состояния артиллерийских стволов / Н.А. Ткачук, А.В. Мартыненко, А.Ю. Васильев, А.В. Грабовский // *Вісник НТУ "ХПІ"*. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – № 23 (996). – С. 146-152. 34. Tkachuk N.N. Sybharmonical modes in vibroimpact systems / Y.V. Kostenko, I.V. Artemov, N.N. Tkachuk // *Международный научно-исследовательский журнал* : Сб. по результатам XXV заочн. науч. конф. Research Journal of International Studies. – Екатеринбург: МНИЖ, 2014. – № 3. – Ч. 2. – С. 27-30. 35. Ткачук Н.Н. Расчетно-экспериментальная идентификация математических и численных моделей элементов сложных механических систем / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чернухой, Н.Б. Скрипченко и др. // *КШП. ОМД (Москва).* – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 7. – С. 9-15. 36. Ткачук Н.Н. Многоуровневые модели в задаче анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: алгоритмы, реализация и анализ применимости (продолжение) / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чернухой, Н.Б. Скрипченко и др. // *КШП. ОМД (Москва).* – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 7. – С. 9-15. 37. Tkachuk M. Inelastic deformation of nonwoven textiles due to the frictional sliding of bonded fibers / Tkachuk M., Ganser M., Linder C. // *WCCM XI 11th. World Congress on Computational Mechanics.* 20-25 July 2014, Barcelona, Spain.

Bibliography (transliterated): 1. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper // *J. Reine Angew. Math.* – 1881. – Vol. 92. – P. 156-171. 2. Dzhonson K. *Mehanika kontaktnogo vzaimodeystviya* – Moscow: *Mir*, 1989. – 509 p. 3. Signorini A. Sopra alcune questioni di elastostatica / A. Signorini // *Atti della Societa Italiana per il Progresso delle Scienze.* – 1933. – P. 513-533. 4. Aleksandrov V.M. *Zadachi mehaniki sploshnyh sred so smeshannyimi granichnyimi usloviyami.* – Moscow: *Nauka*, 1986. – 336 p. 5. Aleksandrov V.M. *Neklassicheskie prostranstvennyye zadachi mehaniki kontaktnyih vzaimodeystviy uprugih tel* – Moscow: *Faktorial*, 1998. – 288 p. 6. Galin L.A. *Kontaknyie zadachi teorii uprugosti i vyazkouprugosti.* – Moscow: *Nauka*, 1980. – 303 p. 7. Goryacheva I.G. *Contact Mechanics in Tribology.* – Dordrecht–Boston–London.: *Kluwer Academic Publishers*, 1998. – 360 p. 8. Mossakovskiy V.I. *Kontaknyie zadachi matematicheskoy teorii uprugosti* – Kyiv: *Naukova dumka*, 1985. – 176 p. 9. Panasyuk V.V. *Deyakl kontaktni zadachi teorii pruzhnosti*. – Kyiv: *Naukova dumka*, 1975. – 196 p. 10. Popov G.Ya. *Kontaknyie zadachi dlya lineynno-deformiruemogo osnovaniya.* – Kyiv–Odessa: *Vischa shkola*, 1982. – 168 p. 11. *Razvitie teorii kontaktnyih zadach v SSSR / Pod red. L. A. Galina.* – Moscow: *Nauka*, 1976. – 493 p. 12. Gladwell G.M.L. *Contact problems in the classical theory of elasticity– Alphen an den Rijn: Sijthog and Noordhoff*, 1980. – 717 p. 13. Litvin F.L. *Teoriya zubchatyih zatsepleniy.* – Moscow: *Nauka*, 1968. – 584 p. 14. Dyuvo G. *Neravenstva v mehanike i fizike* – Moscow: *Nauka*, 1980. – 383 p. 15. Kinderlerer D. *Vvedenie v variatsionnyye neravenstva i ih prilozheniya* – Moscow: *Mir*, 1983. – 256 p. 16. Kravchuk A.S. *Variatsionnyie i kvazi variatsionnyie neravenstva v mehanike.* – Moscow: *Izd-vo Mosk. gos. ak-i priborost. i inf-ki*, 1997. – 339 p. 17. Kikuchi N. *Contact Problems in Elasticity: A study of variational inequalities and finite element methods / N. Kikuchi, J.T. Oden // SIAM Studies in Applied and Numerical Mathematics*, Philadelphia. – 1986. – Vol. 8. – P. 156-161. 18. *Solution of Variational Inequalities in Mechanics / I. Hlavacek, J. Haslinger, J. Necas [and oth.].* – Berlin, New York: *Springer-Verlag*, 1988. – 327 p. 19. Kravchuk A.S. *K zadache Gertsya dlya lineynno- i nelineynno-uprugih tel konechnyih razmerov // Prikladnaya matematika i mehanika.* Vol 41. – 1977. – P. 329-337. 20. Kalker J.J. *Variational principles of contact elastostatics / J.J. Kalker // J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – V. 20. – P. 199-221. 21. Wriggers P. *Computational Contact Mechanics / P. Wriggers.– Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag*, 2006. – 518 p. 22. Wriggers P. *Finite-element-formulation of large deformation impact-contact problems with friction / P. Wriggers, T.V. Van, E. Stein // Computers and Structures.* – 1990. – V. 37. – P. 319-333. 23. Krauch S., Starfild A. *Metody granichnyih elementov v mehanike tverdogo tela.* – Moscow: *Mir*, 1987. – 328 p. 24. Tkachuk N.N. *Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskikh protsessov i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov gidroob'emnoy peredachi // Visnik NTU "KhPI".* – Kharkov: *NTU "KhPI"*, 2003. – No 28. – P. 9-18. 25. Tkachuk M. *Napruzhenno-deformovaniy stan prostorovih konstruksiy: metodi avtomatizovanogo analizu // Mashinoznavstvo.* – Lviv: *KINPATRI LTD*, 2006. – No1(103). – P.23-28. 26. Grabovskiy A.V. *Eksperymentalnoe issledovanie dinamicheskikh protsessov v optimizirovannoy vyibivnoy mashine // Visnik NTU "KhPI".* – Kharkov: *NTU "KhPI"*, 2007. – No 23. – P. 26-32. 27. Tkachuk N.N. *K voprosu o kontaktnom vzaimodeystvii ploskogo shtampa s poluprostranstvom // Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy.* – Kharkiv: *UDAZT*, 2010. – No 3/9 (45). – P. 50-53. 28. Grabovskiy A.V. *Metody i algoritmy verifikatsii sil udarnogo*

vzaimodeystviya v vibroudarnykh sistemakh // *Shidno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. – Kharkiv: UDAZT, 2010. – No 3/9 (45). – P. 42-46. **29.** Tkachuk N.N. Podhod k identifikatsii udarnoy modeli dlya vibroudarnoy sistemy // *Visnik SevNTU. Mehanika, energetika, ekologiya*. – Sevastopol : SevNTU. – 2010. – No110. – P. 55-60. **30.** Tkachuk M. Pidhlid do Identifikatsiyi modeli dlya viznachennya udarnoYi sily u vlbroudarnly sisteml // *Mashinoznavstvo*. – 2011. – No 5-6. – P. 21-26. **31.** Tkachuk N.N. Kontakt slozhnoprofilnykh tel: svyazannaya zadacha analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya i geometricheskogo sinteza // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. – No2. – P. 75-86. **32.** Grabovskiy A.V. Chislennyiy analiz vliyaniya modeli dlya opredeleniya silyi udarnogo vzaimodeystviya na harakter dinamicheskikh protsessov v vibroudarnykh sistemakh // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No 2. – P. 34-48. **33.** Grabovskiy A.V. Analiz dinamicheskikh protsessov i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya artilleriyskikh stvolov // *Visnik NTU*

"KhPI". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – No 23 (996). – P. 146-152. **34.** Tkachuk N.N. Sybharmonic modes in vibroimpact systems // *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal : Sb. po rezul'tatam XXV zaochn. nauch. konf. Research Journal of International Studies*. – Ekaterinburg: MNIZh, 2014. – No 3. – Ch. 2. – P. 27-30. **35.** Tkachuk N.N. Raschetno-eksperimentalnaya identifikatsiya matematicheskikh i chislennykh modeley elementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem // *KShP. OMD (Moskva)*. – Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – No 2. – P. 3-9. **36.** Tkachuk N.N. Mnogourovnevnyie modeli v zadache analiza kontaktnogo vzaimodeystviya slozhnoprofilnykh tel: algoritmy, realizatsiya i analiz primenimosti (prodolzhenie) // *KShP. OMD (Moskva)*. – Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – No7. – P. 9-15, – No 8. – P. 8-14. **37.** Tkachuk M. Inelastic deformation of nonwoven textiles due to the frictional sliding of bonded fibers // WCCM XI. 11th. World Congress on Computational Mechanics. 20-25 July 2014, Barcelona, Spain.

Надійшло(received) 5.09.2015 з.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Ткачук Микола Миколайович – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Грбовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Grabovskiy Andrey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Скрипченко Наталія Борисівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Skripchenko Nataliia Borysivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

УДК 621.43:62-192

**М. А. ТКАЧУК, С. О. КРАВЧЕНКО, В. В. ШПАКОВСЬКИЙ, М. Л. БЕЛОВ, О. І. ШЕЙКО,
В. І. ДЕМИДЕНКО, С. С. Д'ЯЧЕНКО, Е. К. ПОСВЯТЕНКО, В. Г. ГОНЧАРОВ**

РОЗВИТОК МЕТОДІВ ЗМІЦНЕННЯ НАЙБІЛЬШ НАВАНТАЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ – ШЛЯХ ДО ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНИХ І ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН

У роботі на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепції і методи підвищення ресурсу серії двигунів і спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також у вирішенні низки фундаментальних і прикладних завдань. Розроблена концепція узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких критеріях, аналізу процесів та синтезу нових технологій зміцнення для збільшення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів зміцнення для розроблених методів дискретного зміцнення, корундування та іонного бомбардування зі створенням мікронаноструктур та проектно-технологічні рішення при створенні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

Ключові слова: технологія зміцнення поверхонь, підвищення ресурсу, дискретне зміцнення, корундування, іонне бомбардування

Вступ. Сучасні машини з точки зору розробки фізичних принципів їх дії та конструктивної досконалості досягли досить високих рубежів. В силу цих обставин подальше зростання їхніх технічних і тактико-технічних характеристик (ТХ і ТТХ) найбільш доцільно та ефективно здійснювати за рахунок поліпшення технології їхнього виготовлення, ремонту та відновлення. У першу чергу це стосується транспортних засобів військового та цивільного призначення, енергетичних і технологічних машин, обладнання.

Виходячи з цього, авторський колектив здійснив комплексну розробку, спрямовану на підвищення ТХ і ТТХ серії двигунів і агрегатів для спеціальної техніки на основі створення нових ефективних методів дискретного зміцнення їхніх найбільш навантажених і відповідальних деталей. Сформульована мета зумовила цілий комплекс досліджень та розробок, які за своїм обсягом, актуальністю та значимістю досягли рівня роботи, що претендує на здобуття Державної премії України в галузі науки і техніки у 2015 році. Подальший виклад матеріалу статті слідує основним положенням поданої роботи [<http://www.kdpu-nt.gov.ua/work/seriya-dvigniv-i-agregati-dlya-specialnoyi-tehniki>].

Постановка задач дослідження. Проблема створення надійних двигунів і агрегатів для цивільної та військової техніки, забезпечення високих технічних і тактико-технічних характеристик за мінімальних витрат, енергоефективних та екологічно безпечних методів виробництва, безумовно, є одним із важливих завдань для України. Як відомо, об'єкти спеціальної техніки працюють у важких умовах експлуатації. На деталі та агрегати одночасно здійснюється вплив багатьох чинників – високих і неоднорідно розподілених напружень, циклічних навантажень, які викликають втому матеріалу деталей, високі температури та тертя, результатом якого є підвищений знос контактуючих поверхонь, вплив агресивного середовища тощо. Тому при виробництві спеціальної техніки необхідний пошук і застосування таких технологій, які дозволили би хоча б частково вирішити ці завдання. Так, за статистикою, двигуни транспортних машин мають достатньо обмежений ресурс. Це призводить до колосальних фінансових витрат. Однією із основних причин зниження ресурсу є зношування шатунно-поршневої групи. Матеріальні витрати в наслідок зношування в машинобудуванні роз-

винених промислових країн становлять 4–5 % національного доходу. З літературних даних відомо, що витрати енергії на опір тертю становлять 30–40 % від усієї енергії, виробленої у світі протягом року. У той же час витрати на ремонт і технічне обслуговування техніки іноді в декілька разів перевищують її вартість. Двигуни транспортної техніки за весь термін служби підлягають капітальному ремонту близько 5 разів. Ресурс двигуна після капітального ремонту, порівняно із новим двигуном, становить 30–50 %, хоча виходячи із технічних умов повинен бути не нижче 80 %. Як показує практика, близько 75 % деталей двигуна, що ремонтуються, знаходяться в робочому стані і мають великий залишковий ресурс. У зв'язку із цим проблема підвищення зносостійкості деталей транспортних засобів є актуальною і потребує всебічного вивчення. При цьому технологічні процеси виробництва, ремонту і відновлення деталей і агрегатів повинні забезпечувати підвищення зносостійкості поверхонь пар тертя.

Створення нових технологій, що не здійснюють високого температурного впливу на відновлювану деталь при її зміцненні дає підвищення їх зносостійкості, значно підвищує ресурс та довговічність роботи двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Це дасть можливість підвищити конкурентоспроможність української машинобудівної продукції на світовому ринку.

Метою роботи є розробка науково-технічних основ підвищення ресурсу та забезпечення міцності, довговічності, ТХ і ТТХ серії двигунів і агрегатів для спеціальної техніки за рахунок застосування технологій дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей та зміцнення поверхонь алюмінієвих деталей гальвано-плазмовим методом, створення комплексної технології, яка об'єднує переваги перших двох, а також способу іонного бомбардування.

Задля досягнення поставленої мети вирішувалися наступні **завдання**.

1. Виконати аналіз науково-технічної інформації щодо підвищення ресурсу високонавантажених деталей з використанням існуючих способів зміцнення.

2. Запропонувати нові методи формування твердих зносостійких поверхонь алюмінієвих, чавунних і сталевих деталей (гальвано-плазмове перетворення і дискретне зміцнення, поверхневе пластичне деформування та іонне бомбардування) як альтернативу стандартним технологі-

ям поверхневого зміцнення методом напилювання зносостійких покриттів поверхонь і технологіям з міцнення поверхонь чавунних і сталевих деталей методом азотування, СВЧ тощо.

3. Провести теоретичні дослідження ефективності використання розроблених технологій при виготовленні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

4. Проаналізувати зміну структури і властивостей приповерхневих шарів матеріалів при зміцненні поверхні і оптимізувати їх режими для отримання необхідних експлуатаційних характеристик об'єктів.

5. Дослідити процеси і стани в парі взаємодіючих тіл, оброблених за пропонованими технологіями.

6. Розробити і виготовити устаткування і оснащення для реалізації розроблених проектно-технологічних рішень.

Аналіз стану проблеми. До об'єктів спеціальної техніки, які розглядаються в цій роботі, відносяться бронемашини, тягачі, автомобілі, тепловози різного призначення, автономні установки енергозабезпечення тощо, а також різноманітні агрегати і захисні елементи конструкцій. Основними вимогами до них є надійність та безвідмовність у роботі. Так, двигуни бойових машин працюють у важких умовах, піддаються впливу високих теплових і механічних навантажень, особливо за високих та низьких температур навколишнього середовища. Це сприяє збільшенню навантажень на деталі високонавантажених пар, що збільшує їх зношування. Захисні елементи підлягають дії ударно-імпульсних навантажень. Це істотно підвищує вимоги до властивостей матеріалу, якості і стану робочих поверхонь деталей.

Звичай для деталей, що працюють в умовах підвищених навантажень, тертя і зношування, застосовують комплексну термічну обробку – спочатку виконують об'ємне зміцнення, яке знімає залишкові напруження і забезпечує властивості серцевини, потім – поверхнєве зміцнення для досягнення високої зносостійкості [1–6]. Матеріал таких деталей в серцевині повинен мати високу міцність, в тому числі і в'язкість, певний запас пластичності. Наприклад, для сталевих і чавунних колінчастих валів найчастіше такий комплекс властивостей досягається нормалізацією. Зміцнення робочих поверхонь шийок таких валів забезпечують застосуванням різних технологій, у тому числі азотуванням або загартуванням з використанням СВЧ. Ці методи не є оптимальними. Азотування є дуже тривалим процесом (більше 70 годин) і призводить до істотної втрати міцності серцевини та, як наслідок, до великої залишкової деформації вала в кінцевому результаті. Поверхнєве зміцнення знижує втомну міцність, що неприпустимо, оскільки, як правило, зношування поверхонь тертя відбувається при багаточисловому навантаженні.

Для підвищення зносостійкості поверхонь тертя також застосовують нанесення різного роду покриттів. Цей спосіб найчастіше застосовують при ремонті деталей. Але нанесення покриттів вимагає збільшення припусків на механічну обробку для усунення деформації деталі. До того ж не завжди забезпечується якісне зчеплення покриття з основою деталі. Серцевина деталі може перегрітися, що викличе втрату її міцності. При цьому у зв'язку із різними теплопровідністю і коефіцієнтом теплового розширення основного металу і матеріалу покриття на поверхні деталі можуть виникнути тріщини і відколи покриття.

Також можуть утворитися технологічні концентратори напружень, які знижують втомну міцність деталі. Внаслідок зазначених обставин ресурс двигунів у реальних умовах експлуатації є нижче нормативного.

Методи дискретно-континуального зміцнення деталей машин. У роботі проблема підвищення ресурсу та надійності роботи алюмінієвих, чавунних і сталевих деталей двигунів і агрегатів спеціальної техніки досягається за рахунок розробки і застосування технологій гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь та дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей, холодного пластичного деформування та іонного бомбардування, а також комплексного застосування цих технологій у одному вузлі тертя.

Розглянемо технологію дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей (рис. 1). В основі технології електроіскрового зміцнення лежить метод, запропонований більше 70 років тому радянськими вченими Лазаренко. Він базується на використанні електророзрядів для керуваного руйнування матеріалу деталі з отриманням необхідних форм і розмірів. Застосовувався для зміцнення дрібних деталей та інструменту. Проте проблемним є отримання стабільного шару суцільного покриття поверхні. У цій роботі замість суцільного пропонується дискретне покриття.

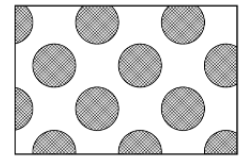


Рис. 1 – Дискретне зміцнення елементів двигунів і агрегатів спеціальної техніки

Методи аналізу та синтезу параметрів технологічних процесів. При розробці нових технологій однією з основних проблем є пошук рішення при нечітко вираженому і варіюваному просторі даних, при нечітких критеріях, обмеженнях і невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується, в першу чергу, науково-технічної проблеми розробки ефективних технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, які знаходяться в рухомому контакті. Як вже було зазначено, традиційні технології при вирішенні цієї проблеми мають ряд принципових недоліків. Важливо те, що традиційні технології можуть вдосконалюватися, в основному, тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних рішень. Вихід з цієї ситуації – відмова від жорсткої регламентації даних, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, які визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин. При цьому, для реалізації даного підходу необхідно, по-перше, розробити теоретичну основу, математичну модель для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару у поєднанні зі станом матеріалу у глибині, по-друге, провести із застосуванням розроблених підходів дослідження та синтез схем і параметрів нової технології. З цією метою в роботі вирішені нові наукові проблеми та прикладні завдання:

1) розробка нових теоретико-множинних підходів до генерації математичних, числових і фізичних моделей досліджуваних і створюваних технологій і станів зміцнених елементів машин;

2) реалізація розробленого підходу в комплексній ма-

тематичній моделі дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів машин в контакт, а також у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу із застосуванням методу скінченних елементів;

3) формування потужного програмно-апаратного комплексу на основі кластерних комп'ютерних технологій;

4) аналіз НДС елементів досліджуваних машин, поверхні яких оброблені із застосуванням нових технологій зміцнення;

5) розробка науково обґрунтованих технологічних режимів та підвищення ТХ і ГТХ спеціальної техніки.

Оскільки перелічені наукові проблеми і завдання є новими, актуальними і важливими, що стоять на сьогодні перед механікою, технологією машинобудування та машинознавством, то для їх вирішення були задіяні найбільш передові теоретичні, комп'ютерно-інформаційні та апаратні розробки, системи та засоби.

Аналіз та узагальнення отриманих результатів дало можливість встановити два типи ефектів впливу на НДС, що виникають при виконанні дискретно-континуальної зміцнення: "Δ-ефект" і "σ-ефект". Перший полягає в тому, що легована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску в деформованому стані дещо виступає над незміцненою областю (на величину Δ). Числовою характеристикою при цьому є відношення Δ до діючого тиску p, розрахункова величина якого може досягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця виступаюча область поверхні приймає на себе більшу частину сил контактного тиску у сполученні з іншою деталлю. Завдяки більш високій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім того, матеріал матриці зношується в першу чергу, цим створюються на поверхні лабіринти для проходження мастила. Найбільший "Δ-ефект" досягається при відносній площі зміцнення 60...80%.

Інший ("σ-ефект") з'являється із-за характерного розподілу напружень в зоні дискретного зміцнення: напруження великі в цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті цього еквівалентні напруження більші на 10...15% порівняно з зоною основного матеріалу зміцненого елемента машини. Разом із тим механічні властивості в зоні зміцнення значно (до 50%) вищі, ніж основного матеріалу в цілому. Тому загальна міцність зростає. Найбільших значень "σ-ефект" досягає при відносній площі зміцнення 65...75%. Зіставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву "Δ-ефекту" і "σ-ефекту" дає можливість визначити рекомендований інтервал зони дискретності в області 60...75% (рис. 2).

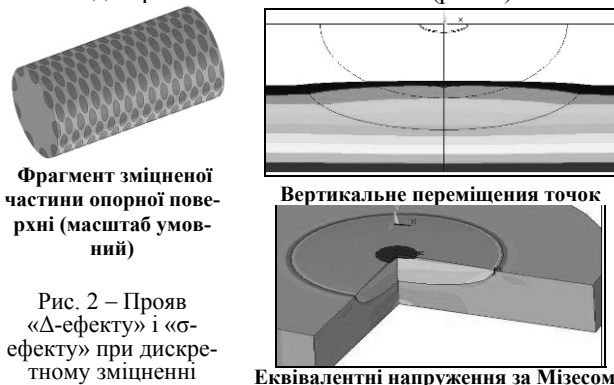


Рис. 2 – Прояв «Δ-ефекту» і «σ-ефекту» при дискретному зміцненні

На цій підставі можна стверджувати, що інтегральний вплив запропонованої технології на НДС зміцнених тіл в приповерхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності та твердості, так і для стійкості проти зношування.

Аналіз властивостей матеріалу оброблених деталей. Металографічний аналіз зразків після дискретного зміцнення показав, що у приповерхневому шарі досліджуваних зразків чітко проявляється зона, яка різко відрізняється від основного матеріалу. Вона має вигляд світлої блискучої точки. Умовно цю зону можна назвати "білим" шаром, мікротвердість якого перевищує мікротвердість основного матеріалу і знаходиться в межах 500...1000 МПа. Результати фазового, мікрорентгеноспектрального і спектрального аналізу та металографії показали, що "білим" шаром є твердий розплав із суміші матеріалів електроду і зразка, які перемішалися в момент електричного розряду (в полум'ї дуги), а потім кристалізуватися при охолодженні з великою швидкістю. Безпосередньо під "білим" шаром розташовується зона змінного хімічного складу і мікротвердості (рис. 3).

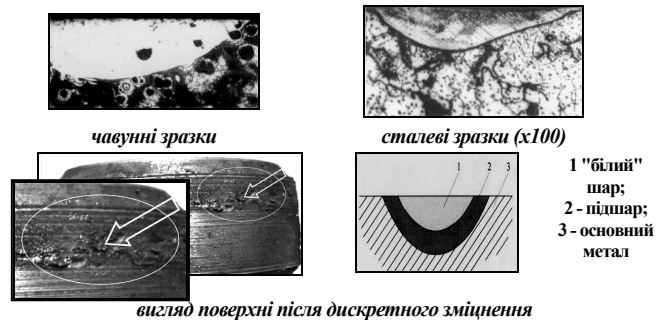


Рис. 3 – Зміцнені зони

Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що дискретне зміцнення чавунних колінвалів забезпечує підвищення їх зносостійкості у 8...10 разів порівняно зі станом після нормалізації і в 1,3...1,5 разів – порівняно із гартуванням СВЧ. Для сталевих колінвалів зносостійкість збільшується в 1,6...3,5 рази порівняно із азотуванням. Одночасно з цим як у сталевих, так і у чавунних колінчастих валів поліпшується припрацьовуваність і збільшується зносостійкість валу та вкладиша.

У результаті на базі розробок і багаторічного досвіду із адаптації та впровадження у виробництво дискретного зміцнення Національним технічним університетом "ХПІ", ДП "ЗіМ", приватною науково-дослідною виробничо-комерційною фірмою "ТАВІ", Національним транспортним університетом, Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом була вирішена комплексна цілісна проблема розробки способів зміцнення поверхні високонавантажених деталей, що виключає недоліки традиційних технологій зміцнення. Так, спосіб формування зносостійких поверхонь металевих виробів (дискретне зміцнення) за отриманими фізико-механічними і триботехнічними характеристиками не поступається кращим світовим аналогам: низькотемпературного ціанування ("Хонда", Японія); газового азотування (Росія, Великобританія та ін.); електродугової металізації (CRP Industry, США). Більш того, цей метод є кращим, оскільки не має недолі-

ків, властивих кожному з вище названих способів зміцнення. Дискретне зміцнення деталей виконується на додатково обладнаних станках. При виборі матеріалу електрода і розробці технології дискретного зміцнення критеріями оптимізації були: висока зносостійкість поверхні шийок колінчастих валів; підвищення втомної міцності деталі; підвищення термостійкості поверхні тертя; задиростійкість; оптимальне перекриття зміцнених зон (плям), тобто площі зміцнення; доступна ціна матеріалу електрода.

При впровадженні технології дискретного зміцнення на ДП "ЗіМ" для визначення впливу масштабного чинника на властивості колінчастих валів двигунів типу Д80, зміцнених методом дискретного зміцнення (високоміцний легований чавун з кульовим графітом), проведено натурні випробування на втомісну міцність. Випробування були проведені на двох кривошипних колінчастого вала дизеля Д80. Аналіз проведених випробувань показав, що масштабний фактор впливає несуттєво. Одночасно підтверджено, що дискретне зміцнення не призводить до зниження втомної міцності виробу. Такий же результат отриманий і для сталевих колінчастих валів. На підставі отриманих експериментальних даних дискретне зміцнення рекомендовано для корінних і шатунних шийок колінчастих валів високофорсованих двигунів та інших силових агрегатів, деталі яких виготовлені з чавуну і сталі. Двигун був підданий експлуатаційним випробуванням в депо "Основа" ДП "Укрзалізниця", де в умовах експлуатації підтвердив отримані результати.

З метою розширення використання технології дискретного зміцнення для колінчастих валів інших двигунів також були проведені дослідницькі роботи по зміцненню шийок колінвалів, виготовлених з різних легованих сталей, які використовуються для двигунів типу 10Д100, Д80, 5Д49 (тепловози) і КамАЗ-740 (шасі установок "Град", бронетранспортери тощо). У результаті, наприклад, пробіг тепловозів зростає до 4-х разів, автомобілів – у 1,5–2,0 рази. Дана технологія виготовлення та ремонту колінчастих валів використовується на Ізюмському тепловозоремонтному заводі при ремонті та модернізації магістральних тепловозів серії 2ТЕ10 та 2ТЕ116 (рис. 4).

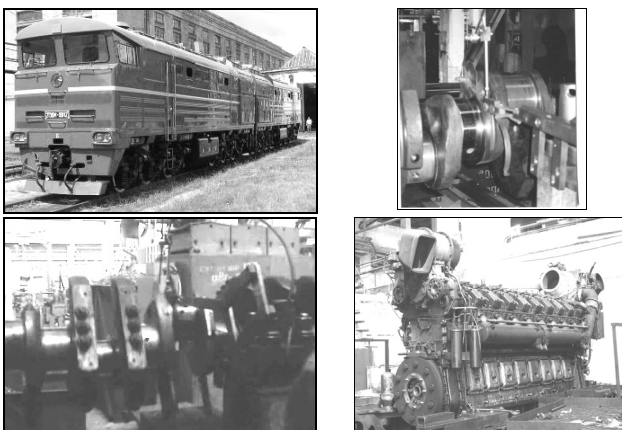


Рис. 4 – Магістральний тепловоз 2ТЕ10М з модернізованим двигуном зі зміцненим валом

Крім того, технологія дискретного зміцнення при ремонті колінчастих валів використана для двигунів КамАЗ-740 автомобілів (рис. 5) та інших машин на підпри-

ємствах Міністерства оборони України "ХАРЗ 110". Для забезпечення автономного живлення спеціальних об'єктів розроблено установки на основі модернізованого двигуна Д80 із зміцненими елементами (ДП "Завод ім. Малишева") (рис. 6).

Крім проведених вище випробувань, в період з 2001 року до теперішнього дня були здійснені експлуатаційні випробування дискретно зміцнених деталей двигунів автомобілів КамАЗ, КрАЗ та інших транспортних засобів на ВАТ "ХЗТСП" та Добропільській автобазі. Доцільність застосування технології дискретного зміцнення була також підтверджена на ВАТ "Краматорський завод важких верстатів" при виробництві деталей шпindelної групи верстатів моделей 9А350Ф1, 9А340. Ця технологія апробована на Криворізькому меткомбінаті при обробці декількох комплектів прокатних валків, що забезпечило випуск додаткової продукції на 15 млн. грн.

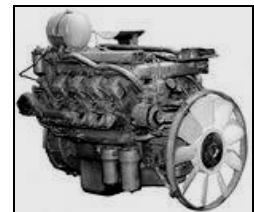
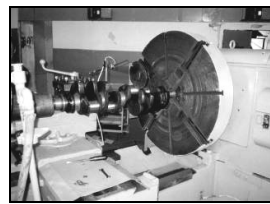


Рис. 5 – Дискретно зміцнений колінчастий вал двигуна КамАЗ для встановлення на шасі установки "Град"

Досліджено та рекомендовано дискретне зміцнення робочих поверхонь деталей гідروпередач для танкових трансмісій, зміцнення елементів бронетранспортерів БТР-70, БТР-80, БТР-94Б (ДП "Завод ім. Малишева"). Також запропоновані технології модифікації поверхонь боеприпасів з метою підвищення ефективності їх використання.

За останні 20 років в НТУ "ХП" розроблена і впроваджена у виробництво технологія гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь (рис. 7). Розробка і доведення цього технологічного процесу здійснювалося на дослідницькій установці "Корунд-7" в лужному електроліті при робочій напрузі 1000–1200 В та щільності струму до $1 \cdot 10^4$ А/м². Ця технологія відрізняється від раніше відомих методів МДО електрофізичними параметрами процесу, конфігурацією імпульсів напруги, має більш високу швидкість формування корундового керамічного шару за рахунок високої щільності струму, дозволяє оброб-



Рис. 6 – Форсовані двигуни для установок автономного енергоживлення спеціальних об'єктів на базі модернізованих двигунів Д80

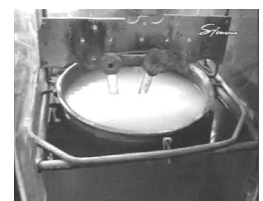


Рис. 7 – Фото електролітичної ванни для гальвано-плазмового перетворення алюмінієвої поверхні шару за рахунок високої щільності струму, дозволяє оброб-

ляти відносно великі поверхні, видаляє з поверхневого шару деталі неметалеві домішки, легкоплавкі сполуки, які мають малу адгезію до основного металу і більш низьку теплостійкість. При цьому корундовий шар набуває більш високу мікротвердість (17–20 ГПа) і теплостійкість до 1200°C. На рис. 8 чітко видно сліди зношування покриття дисульфиду молібдену та мікронерівностей. Після гальвано-плазмової обробки цього ж поршня і полірочки, поверхня поршня стає пористою і має дзеркальну поверхню. Розміри діаметра поршня при цьому не змінюються. Корундовий шар складається з гексагональних комірок з центральними орієнтованими порами, в основному має кристалічну будову з хаотичним орієнтуванням кристалів (рис. 8–10).

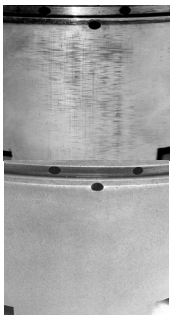


Рис. 8 – Бокова поверхня поршня СМД після випробувань і після корундування

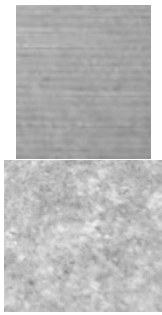


Рис. 9 – Циліндрична поверхня поршня з АЛ25 до і після корундування

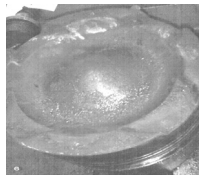


Рис. 10 – Поршень дизеля з корундовим шаром K6S310DK відпрацював 114676 мотогодин

Експлуатаційні випробування поршнів проводилися в локомотивному депо Харків-Сортувальний. У жовтні 1992 р. була виконана технологічна гальвано-плазмова обробка 12 поршнів дизелів тепловозів ЧМЕ–3. Контрольні параметри рівня експлуатаційних характеристик тепловозів ЧМЕ–3 вимірювалися при проведенні реостатних випробувань під час поточних ремонтів (рис. 10–12). Здійснювалися контрольний огляд і мікрометраж гільз циліндрів, які показали, що нижче контакту з компресійним кільцем усі гільзи мають дзеркальну поверхню без поздовжніх подряпин і видимого зношування. Установлено, що знос гільз зростає поступово і знаходиться в допустимих межах, ресурс поршнів зріс у 2,8–4,0 рази, втрати палива знизилися до 5 %.

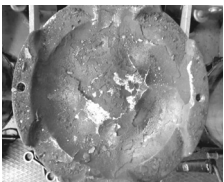


Рис. 11 – Серійний поршень дизеля K6S310DK відпрацював 46512 мотогодин

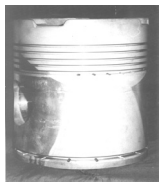


Рис. 12 – Поршень з корундовим шаром дизеля тепловоза ЧМЕ–3: а – до випробувань, б – після напрацювання 114676 мотогодин



Також розроблено новий метод зміцнення за допомогою іонного бомбардування. Підвищення механічних характеристик – на рівні до 40 %. Воно досягається за рахунок створення на поверхні деталей субмікроструктури із наноелементами.

Деякі важливі аспекти роботи висвітлено у монографіях [7–15].

Науково-технічне та соціальне значення даної роботи полягає в тому, що вона спрямована на суттєве збільшення терміну експлуатації двигунів внутрішнього згоряння, тепловозів, автотранспорту, важких токарних верстатів, турбін, валків прокатних станів і агрегатів для спеціальної техніки. Це підтверджено при громадському обговоренні на засіданні вченої ради НТУ "ХПІ" та ДП "ЗіМ". Отримано позитивні відгуки від виробничих і науково-дослідних організацій.

Висновки. На основі проведених фундаментальних і прикладних досліджень вперше науково обґрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення ресурсу високонавантажених деталей двигунів і агрегатів спеціальної техніки методами гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь і дискретного зміцнення деталей з чавунних і сталевих сплавів, холодного пластичного деформування та іонного бомбардування.

Ці методи забезпечують більш високий, порівняно з відомими способами зміцнення, рівень зносостійкості і міцності з одночасним підвищенням задиристості та зниженням зношування.

У роботі на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепції і методи підвищення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки на базі нових технологій зміцнення поверхонь тертя деталей, а також вирішені такі фундаментальні і прикладні задачі.

1. Розроблено концепцію узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем, методи аналізу фізико-механічних процесів і синтезу конструктивних параметрів та нових технологій зміцнення для забезпечення підвищеного ресурсу двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

2. Розроблено метод синтезу раціональних конструктивних параметрів і нових технологій для зміцнення приповерхневих шарів високонавантажених об'єктів при нечітких множинних критеріях, обмеженнях і умовах експлуатації.

3. Розроблено метод розрахунково-експериментального обґрунтування параметрів зон гальвано-плазмового перетворення алюмінієвої поверхні і зон дискретного зміцнення високонавантажених поверхонь чавунних і сталевих деталей на основі результатів лабораторних досліджень мікроструктури металу, мікротвердості, жорсткості, триботехнічних параметрів і втомної міцності.

4. Запропоновано і обґрунтовано новий комплексний метод обробки поверхонь тертя високонавантажених деталей, одна з яких зміцнюється методом дискретного зміцнення, інша – створенням корундового шару. Таке поєднання призводить до збільшення ресурсу вузла тертя в цілому.

5. Запропоновані і обґрунтовані нові методи зміцнення на основі пластичного деформування поверхневих шарів матеріалу.

6. Розроблені методи зміцнення шляхом іонного бомбардування поверхні деталей та створення на поверхні композиції із наноструктурними елементами.

7. Науково обґрунтовані матеріали, режими і параметри технологій зміцнення, які лягли в основу прийняття проектно-технологічних рішень при виробництві та ремонті серії двигунів та агрегатів для спеціальної техніки

(елементи гідропередач для танкових трансмісій, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, тепловозні двигуни, колісні пари рухомого складу залізничного транспорту, верстати, валки прокатних станів тощо) з високими ТХ і ТТХ.

Практична цінність роботи полягає в розробці принципово нових технічних рішень щодо забезпечення високої надійності та ресурсу деталей високонавантажених пар двигунів і агрегатів спеціальної техніки, а на цій основі:

- розроблена та впроваджена у виробництво (виготовлення й ремонт) спеціальної техніки гама методів зміцнення (зокрема, дискретне зміцнення на базі розвитку електроіскрового легування, гальвано-плазмове перетворення поверхневого шару алюмінієвих деталей (корундування), холодне пластичне деформування, іонне бомбардування зі створенням мікронаноструктурних композицій, а також комплексні технології, що поєднують окремі види із перелічених); вони, порівняно із традиційними, суттєво (у 2–4 рази) підвищують ресурс, міцність та довговічність, знижують у 2–3 рази втрати на тертя і зношування. Крім того, вони позбавлені недоліків існуючих технологій зміцнення (розтріскування, ослаблення серцевини, залишкові деформації тощо);

- запропоновано спосіб посилення дії кожного з перелічених методів шляхом їх комбінації, що дає набагато більший ефект, ніж кожний з них окремо;

- запропоновані технології відрізняються від відомих способами і режимами перетворення поверхні. У результаті це дає ефект одночасного поліпшення трибomeханічних характеристик пар тертя, зокрема, порівняно із традиційними, збільшується не тільки твердість, але і втомна міцність матеріалу деталей;

- застосування запропонованої технології дискретного зміцнення, наприклад, для колінчастих валів форсованих двигунів, підвищує їх ресурс на 40 % з одночасним зменшенням витрат на їх виробництво до 70 %. При модифікації поверхні алюмінієвих поршнів методом гальвано-плазмове перетворення в умовах експлуатації ресурс циліндро-поршневої групи збільшується в 3...4 рази, що істотно окупає всі виробничі витрати. Рівень конструктивної міцності виробів зі зміцнених іонним бомбардуванням деталей машин дає приріст механічних характеристик до 40 %. Подібний ефект спостерігається також і для інших видів військової і цивільної техніки;

- обґрунтовано оптимальні технологічні режими зміцнення робочих поверхонь алюмінієвих, чавунних і сталевих деталей, а також, розроблено та виготовлено обладнання і технологічне оснащення. На цій основі створено й освоєно виробництво низки двигунів для військової та цивільної техніки із підвищеними ТХ і ТТХ, у т.ч. – при ремонті: серій КамАЗ, 10Д100, Д80, 5Д49 та інших; а також агрегатів спеціальної техніки: гідропередачі для танкових трансмісій, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, тепловозні двигуни, верстати, валки прокатних станів тощо. Економічний ефект від роботи складає 970,0 млн. грн. на рік;

- запропоновані технології здійснюють мінімальний вплив на навколишнє середовище. При цьому в 5...8 разів зменшується час і вартість технологічних операцій з дискретного зміцнення. Границя між зміцненим шаром і

основним металом не є технологічним концентратором напружень і не знижує втомну міцність деталі.

Організоване серійне виробництво, ремонт та реконструкція серії двигунів КамАЗ, 10Д100, Д80, Д49; а також агрегатів спеціальної техніки: танкові трансмісії, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, тепловозні двигуни, колісні пари рухомого складу залізничного транспорту, верстати, валки прокатних станів тощо. Впровадження результатів проведених дослідних робіт в серійне виробництво дало можливість підвищити до світового рівня Т і ТТХ та скоротити закупівлю дорогих імпортованих запасних частин до двигунів, а також інших агрегатів спеціальної техніки.

У подальших дослідженнях планується вдосконалити запропоновані методи зміцнення.

Список літератури: 1. *Синенко Н. П.* Исследование и доводка тепловозных двигателей / Синенко Н. П., Гринсберг Ф. Г., Половинкин И. Д. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с. 2. *Основы трибологии. Трение, износ, смазка.* / Под ред. А. В. Чичинадзе – М.: Центр "Науки и техники", 1995. – 400 с. 3. *Гаркунов Д. Н.* Триботехника: учебник для студентов вузов / Д. Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с. 4. *Gleiter H.* Nanostructured materials: basic concepts and microstructure / Gleiter H. // Acta mater. – 2000. – Vol. 48. – P. 157–163. 5. *Bernштейн М. Л.* Термомеханическая обработка металлов и сплавов. В 2-х т. / М. Л. Бернштейн – Металлургия, 1968. 6. *Утяшев Ф. З.* Наноструктурирование металлических материалов методами интенсивной пластической деформации / Ф. З. Утяшев. – Физика и техника высоких давлений. – 2010. – Т. 20, № 1. – С. 7–25. 7. *Ткачук Н. А.* Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: монография / Н. А. Ткачук, С. С. Дьяченко, Э. К. Посвятенко [и др.]. – Харьков: Щедра садиба плюс, 2015. – 259 с. 8. *Повстен В. О.* Фізичні основи та джерела живлення зварювальної дуги / В. О. Повстен, Е. К. Посвятенко. – К.: Аристей, 2004. – 168 с. 9. *Посвятенко Э. К.* Качество поверхности, обработанной деформирующим протягиванием / Э. К. Посвятенко, А. М. Розенберг, О. А. Розенберг [и др.]. – Киев: Наук. думка, 1977. – 188 с. 10. *Посвятенко Е.* Основы обеспечения надежности форсованных двигунів нового поколения для магистральных тепловозів / Е. Посвятенко, М. Ткачук // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 4. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2013. – P. 407–412. 11. *Кравченко С.* Комбинированные технологии повышения износостойкости высоконагруженных пар трения / Кравченко С., Посвятенко Е., Ткачук М. [и др.] // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014. – P. 269–280. 12. *Дьяченко С. С.* Образование аустенита в железоуглеродистых сплавах / Дьяченко С. С. – М.: Металлургия, 1982. – 128 с. 13. *Дьяченко С. С.* Физические основы прочности металлов / С. С. Дьяченко, В. Б. Рабухин - Харьков: Вища школа. – 1982. – 315 с. 14. *Дьяченко С. С.* Гидроэкструзия как малоотходный способ изготовления изделий с улучшенными свойствами / С. С. Дьяченко, Н. Г. Александров, Е. А. Милославская [и др.]. – Харьков: Изд-во «Основа» при ХГУ, 1991. – 105 с. 15. *Дьяченко С. С.* Фізичні основи міцності та пластичності металів / С. С. Дьяченко. – Харьков: Вид-во ХНАДУ, 2003. – 226 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Sinenko N.P.* Issledovanie i dovodka teplovoznyh dvigatelej / Sinenko N.P., Grinsberg F. G., Polovinkin I. D. [i dr.]. – Moscow: Mashinostroenie, 1975. – 184 p. 2. *Osnovy tribologii. Trenie, iznos, smazka.* / Pod red. A.V. Chichinadze. – Moscow: Centr "Nauki i tehniki", 1995. – 400 p. 3. *Garkunov D.N.* Tribotekhnika: uchebnik dlja studentov vuzov / D.N. Garkunov. – Moscow: Mashinostroenie, 1989. – 328 p. 4. *Gleiter H.* Nanostructured materials: basic concepts and microstructure / Gleiter H. // Acta mater. – 2000. – Vol. 48. – P. 157–163. 5. *Bernshtejn M.L.* Termomechanicheskaja obrabotka metallov i splavov. V 2-h t. / M.L. Bernshtejn. – Moscow: Metallurgija, 1968. 6. *Utjashjev F.Z.* Nanostrukturirovanie metallicheskih materialov metodami intensivnoj plasticheskoj deformacii / F.Z. Utjashjev. – Fizika i tehnika vysokih davlenij. – 2010. – Vol. 20, No 1. – P. 7–25. 7. *Tkachuk N.A.* Kontinual'naja i diskretno-kontinual'naja modifikacija poverhnostej detalej: monografija / N.A. Tkachuk, S.S. Djachenko, Je.K. Posvyatenko [i in.]. – Kharkov: Shhedra sadiba plus, 2015. – 259 p. 8. *Povsten V.O.* Fizychni osnovy ta dzherela zhyvlyennya zvarjuval'noyi duhy / V.O. Povsten', E.K. Posvyatenko. – Kyiv: Aristey, 2004. – 168 p. 9. *Posvyatenko Je.K.* Kachestvo poverhnosti, obrabotannoj deformirujushhim protjagivaniem / Je.K. Posvyatenko, A.M. Rozenberg, O.A. Rozenberg [i dr.]. – Kiev: Nauk. dumka, 1977. – 188 p. 10. *Posvyatenko E.* Osnovy zabezpechennja nadiynosti forsovanykh dyhyniv novoho pokolinnja

dlya mahistral'nykh teplovoziv / E. Posvyatenko, M. Tkachuk // Systemy i šrodki transportu samochodowego. Wybrane zagad-nienia. Monografia nr 4. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2013 – P. 407–412. **11. Kravchenko S.** Kombinirovannye tehnologii povysheniya iznosostojkosti vysokonagruzhennyh par trenija / Kravchenko S., Posvyatenko E., Tkachuk M. [i dr.] // Systemy i šrodki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – P. 269–280. **12. Djachenko S.S.** Obrazovanie austenita v zhelezouglerodistykh splavah / Djachenko S.S. – Moscow: Metallurgija, 1982. – 128 p.

13. Djachenko S.S. Fizicheskie osnovy prochnosti metallov / S.S. Djachenko, V.B. Rabuhin. – Kharkov: Vishha shkola, 1982. – 315 p. **14. Djachenko S.S.** Gidrojekstruzija kak maloohodnyj sposob izgotovlenija izdelij s uluchshennymi svojstvami / S.S. Djachenko, N.G. Aleksandrov, E.A. Miloslavskaja [i dr.]. – Kharkov: Izd-vo «Osnova» pri HGU, 1991. – 105 p. **15. Dyachenko S.S.** Fizychni osnovy mitsnosti ta plastychnosti metaliv / S.S. Dyachenko. – Kharkiv: Vyd-vo KhNADU, 2003. – 226 p.

Надійшла (received) 15.08.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

М. А. Ткачук, д.т.н., проф., НТУ «ХП», зав. каф. «ТММіСАПР», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

С. О. Кравченко, к.т.н., ст. наук. співр. каф. «ДВЗ» НТУ «ХП», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

В. В. Шпаковський, д.т.н., проф., проф. каф. «ДВЗ» НТУ «ХП», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

М. Л. Белов, к.т.н., ген. директор ДП «Завод ім. В. О. Малишева», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

О. І. Шейко, гол інж. ДП «Завод ім. В. О. Малишева», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

В. І. Демиденко, керівник цеху 430 ДП «Завод ім. В. О. Малишева», т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

С. С. Д'яченко, д.т.н., проф., проф. каф. «Технологія машинобудування і ремонту машин» Харк. нац. автомоб.-дор. ун-ту, т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

Е. К. Посвятенко, д.т.н., проф., проф. каф. «Виробництво, ремонт та матеріалознавство» Національного транспортного університету, Київ, т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

В. Г. Гончаров, к.т.н., ген. директор приватної науково-дослідної виробничо-комерційної фірми «ТАВІ», Харків, т. 7076-902, tma@tmm-sapr.org

УДК 623.438:539.3

*М. А. ТКАЧУК, О. В. ЛИТВИНЕНКО, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, І. В. ЦЕБРЮК***ПРОБЛЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН: ПІДХОДИ, МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ**

Отримала рішення актуальна науково-практична проблема розробки теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин (ЛБМ) шляхом обґрунтування технічних рішень бронекорпусів за критеріями захищеності, міцності, жорсткості, віброзбудливості від дії комплексу уражаючих чинників, що має велике значення для бронетанкобудування України. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення розроблений новий підхід до забезпечення заданих тактико-технічних характеристик ЛБМ. Він полягає в їх забезпеченні як результату взаємодії та взаємовпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше множина технологічних чинників залучена як така, що певною мірою визначає рівень ТТХ, і як варійована, шукана.

Ключові слова: бронекорпус, бойова броньована машина, тактико-технічні характеристики, проектно-технологічні рішення, метод узагальненого параметричного моделювання

Вступ. Бронетанкобудування України склалося як одна із основних галузей військово-промислового комплексу. При цьому для забезпечення тактико-технічних характеристик (ТТХ) військових гусеничних і колісних машин повинна діяти струнка система, що охоплює всі етапи життєвого циклу виробів – від формування тактико-технічних вимог Збройними Силами до полігонних випробувань і бойового застосування. У цій системі, що склалася, найважливішими етапами, на яких закладаються, забезпечуються і втілюються ТТХ бойових легкоброньованих машин (ЛБМ), є відповідно їх конструювання, технологічна підготовка і виробництво. Всі ці етапи потребують відповідного наукового супроводу.

У той же час, аналізуючи сьогоденний стан всіх згаданих вище ланок забезпечення ТТХ ЛБМ у бронетанкобудуванні України, можна зробити висновок, що протягом десятиріч основна увага приділялася проектним розробкам нової техніки та її виготовленню. Це зумовлено тим, що в Україні діють флагмани вітчизняного та колишнього радянського бронетанкобудування – ДП "Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова" (ХКБМ ім. О.О. Морозова), ДП "Завод імені В.О. Малишева". Разом із тим набагато менша увага приділялася технологічній підготовці виробництва (ТПВ) і науковому супроводу всіх етапів розробки нової техніки.

Виходячи з того, що ТТХ ЛБМ вимагають дотримання балансу витрат, кваліфікації та рівня діяльності на проектному етапі, при дослідженнях, ТПВ і безпосередньо при їх виготовленні, можна зробити висновок про те, що однією із найважливіших проблемних компонент є якраз технологічна підготовка та науковий супровід розробок. Також слід взяти до уваги, що вітчизняне бронетанкобудування порівняно недавно почало розвивати розробку і виготовлення ЛБМ, зокрема, колісних, для яких, на відміну від бойових машин важкої категорії за масою, виникають властиві тільки їм проблемні питання. По-перше, це зв'язаність багатьох компонент ТТХ, які для важких машин розділялися. Так, масивний і пасивний бронезахист останніх принципово покривав потреби в

жорсткості і міцності корпусу як несучого елемента конструкції, що замикає на собі силові потоки від зусиль підвіски, від реактивних зусиль при стрільбі з власних систем озброєння, від дії силових, вагових та інерційних навантажень з боку двигуна, трансмісії тощо. Таким чином, складові захищеності, деформованості і точності ведення вогню, міцності від динамічних і імпульсних впливів рознесені для цих машин у послідовності проектного забезпечення кінцевих ТТХ. Однак для ЛБМ ці питання у силу тонкостінності конструкцій взаємопов'язані безпосередньо. Наприклад, захищеність зумовлюється розподілом бронелистів за проекціями корпусу, тим самим визначаючи міцнісні та жорсткісні характеристики, а також об'єм і конфігурацію заброньованого простору – важливі компоненти об'ємності, маси і форми зовнішніх обводів, які впливають на характеристики рухливості тощо. Таким чином, усі ці компоненти ТТХ слід забезпечувати узгоджено. При цьому первинним, як і раніше, залишається проблема захищеності і міцності корпусу як відправного елемента при розробці ЛБМ.

Крім того, усі складові ТТХ проявляються на етапі бойового застосування при дії комплексу уражаючих чинників, що супроводжується різними фізико-механічними процесами. Таким чином, ще однією проблемною стороною забезпечення заданих ТТХ є їх органічний зв'язок із процесами і станами, зумовленими режимами бойового застосування ЛБМ, а також проектно-технологічними рішеннями, параметрами та умовами виробництва машин. Відповідно, на етапі розробки отримати певне уявлення про рівень ТТХ бойових машин можна тільки розрахунковим шляхом. Враховуючи, що уражаючі чинники мають тенденцію до зростання інтенсивності і збільшення різноманітності їх типів, застосовувані нові матеріали бронекорпусів характеризуються пошаровою неоднорідністю властивостей, а реалізовані фізико-механічні процеси характеризуються істотною нелінійністю, то мова може йти про комп'ютерне моделювання. У той же час відпрацьовані усталені методики комп'ютерного моделювання всієї сукупності процесів і станів, які повною мірою розв'язують весь комплекс виникаючих

задач, на теперішній час відсутні. Існуючі дослідження вчених ЦНДІ ОВТ ЗСУ, НУО, ХКБМ ім. О.О. Морозова, АСВ, ІЕЗ, ІНМ, НТУ "ХПІ" [1–8] присвячені окремим аспектам моделювання фізико-механічних процесів в ув'язці з досягненням тих чи інших складових ТТХ. Це, наприклад, захищеність від дії кумулятивних боєприпасів, вплив вибухів мін, динаміка руху пересіченою місцевістю та навантаження від елементів підвіски тощо. У той же час не знайшли свого завершення розв'язання задачі обґрунтування проектно-технологічних рішень, що визначають рівень захищеності і міцності корпусів ЛБМ. Беручи до уваги комплекс перерахованих аспектів, можна зробити висновок, що на теперішній час склалося певне протиріччя між збільшеними потребами бронетанкобудування у науково обґрунтованих проектно-технологічних рішеннях щодо забезпечення ТТХ ЛБМ, з одного боку, і недостатньо розвиненою теоретичною основою досліджень, – з іншого. Для вирішення цієї суперечності необхідний комплекс масштабних розробок, на одну зі складових яких спрямована дана робота.

Таким чином, можна зробити висновок про те, що розробка методів проектно-технологічного забезпечення заданих ТТХ ЛБМ шляхом обґрунтування технічних рішень їхніх бронекорпусів за критеріями захищеності та міцності при дії уражаючих чинників є актуальною науковою проблемою для бронетанкобудування України.

Постановка задач досліджень. Метою роботи є розробка наукових основ проектно-технологічного забезпечення захищеності і міцності легкоброньованих машин на основі результатів математичного моделювання фізико-механічних процесів і станів бронекорпусів при дії засобів ураження із урахуванням технологічних чинників і обґрунтування на їх основі раціональних проектно-технологічних рішень.

Для досягнення заявленої мети в роботі поставлені і розв'язані наступні завдання.

1. Розробка загальних підходів до розв'язання проблеми проектно-технологічного забезпечення необхідних ТТХ об'єктів бронетанкової техніки на основі поповнення узагальненого параметричного простору технологічними чинниками і синтезу раціональних рішень у розширеному просторі.

2. Удосконалення математичних моделей фізико-механічних процесів у бронекорпусах ЛБМ при дії на них різних уражаючих чинників на основі інтеграції більш адекватних нелінійних моделей і узагальненого параметричного моделювання об'єктів досліджень.

3. Програмна реалізація запропонованого підходу і вдосконаленої математичної моделі у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК) для комп'ютерного моделювання реакції бронекорпусів ЛБМ на дію уражаючих чинників.

4. Розв'язання прикладних задач дослідження реакції бронекорпусів низки бойових броньованих машин на дію різних уражаючих чинників та розробка рекомендацій щодо обґрунтування проектно-

технологічних рішень, що забезпечують задані ТТХ ЛБМ.

Для створення теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення захищеності ЛБМ був залучений метод узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем, доповнений описом проектно-технологічних рішень як варійованих узагальнених параметрів. Формування математичних моделей фізико-механічних процесів і станів здійснено на базі апарату механіки суцільного середовища, в тому числі – теорії пружності та пластичності, рівнянь газодинаміки, теорії коливань. Дискретизація розв'язувальних рівнянь проводиться в основному методом скінченних елементів (МСЕ). Комп'ютерне моделювання здійснюється у середовищі програмних пакетів SolidWorks, Pro/ENGINEER, ANSYS, LS-DYNA, що реалізують МСЕ.

Загальний опис методів та засобів вирішення поставленої проблеми проектно-технологічного забезпечення захищеності і міцності корпусів легкоброньованих машин.

Аналіз стану проектування та застосування ЛБМ свідчить про те, що масштабна проблема забезпечення захищеності бронекорпусів сучасних бойових машин вирішується різними засобами, забезпечується на різних рівнях і різною мірою, моделюється різноманітними засобами, у тому числі – аналітичними, числовими і експериментальними методами. Як видно з умовно показаної на рис. 1 шкали деякого компонента ТТХ, результуючий його рівень визначається нижнім рівнем трьох компонент, відповідно – на етапах II, III, IV. Тим самим природним чином впливає критерій про збалансованість рівнів ТТХ, що досягаються на кожному із етапів II, III, IV. При цьому як відносні провали одного із цих рівнів порівняно із іншими, так і піднесення однаково шкідливі з точки зору кінцевого результату. Таким чином, технологія, образно кажучи, повинна забезпечувати проектні ТТХ, а виробництво – втілювати реальні ТТХ, і всі – наближено до заданого рівня.

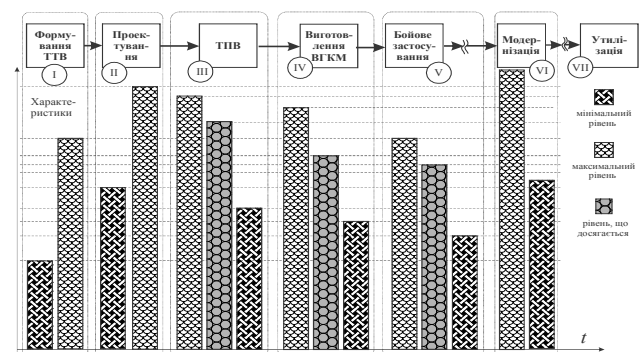


Рис. 1 – Життєвий цикл і ТТХ ЛБМ

Теза про важливість ТПВ, а також організації, оснащення та культури виробництва ЛБМ аж ніяк не нівелює того очевидного факту, що, незважаючи на їх важливість, у той же час усі ТТХ виявляються тільки в умовах бойового застосування, виконання бойових завдань та дії уражаючих чинників. При цьому

виникають певні фізико-механічні процеси і стани: руйнування броньової панелі кінетичними снарядами, НДС при дії ударної хвилі від вибухів боєприпасів, імпульсні процеси при здійсненні пострілів із власної зброї, динамічний вплив від зусиль у підвісці тощо. Таким чином, ТТХ є функцією взаємодії бронетехніки, яка володіє параметрами, закладеними на етапах II, III, IV, і режимів бойового застосування (РБЗ), як це показано на рис. 2.

Проектно-технологічне забезпечення тактико-технічних легкоробльованих машин. Відзначена вище обставина стала відправною точкою у розробці принципово нового підходу до забезпечення ТТХ на базі узагальненого параметричного моделювання. Саме цей підхід, розвинений і адаптований у роботі, дає можливість об'єднати у єдиній множині проектні, виробничі, уражаючі чинники, а також, що відрізняє його від традиційних, ще й технологічні. У результаті узагальнених параметрів (внутрішніх чинників), що ідентифікують ЛБМ в усій повноті його властивостей при дії зовнішніх чинників, поповнюється новою підмножиною. Це переводить дослідження на більш високий рівень повноти, адекватності і керованості в усьому ланцюжку життєвого циклу. При цьому на перший план висуваються числові методи моделювання, які втілюються у комп'ютерних засобах різного призначення.

На даному напрямку існує три значних перешкоди: необхідність удосконалення математичних моделей процесів і станів ЛБМ; потреба у створенні середовища опису (ідентифікації) об'єкта досліджень; необхідність реалізації двох перерахованих вище інструментів у вигляді комп'ютерного програмно-модельного середовища. Для вирішення проблемних протиріч стосовно корпусів машин легкої категорії за масою залучається математичний апарат механіки. Центральною ланкою і методологічною основою теоретичних розробок, здійснених у роботі, є метод узагальненого параметричного моделювання, запропонований у роботах авторів [9–16]. Саме можливості цього методу дають засоби для організації досліджень на етапі математичного, числового і експериментального моделювання.

Теоретичні основи розв'язання поставленої задачі. Спираючись на роботи [9–16], був розроблений загальний підхід до проектно-технологічного забезпечення захищеності і міцності бронекорпусів ЛБМ. Аналіз процесу формування ТТХ (рис. 3, 4) дав змогу висунути 3 критерії для обґрунтування раціональних проектно-технічних рішень (критерії синтезу).

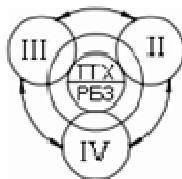


Рис. 2 – ТТХ ЛБМ як результат взаємовпливу проектних (II), технологічних (III), виробничих (IV) чинників із урахуванням РБЗ

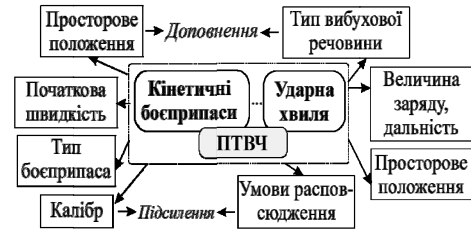


Рис. 3 – Формування РДЧ

Їх умовно можна назвати критеріями мінімальної необхідності, збалансованості та стійкості (у деяких нормах $\|\bullet\|$) відповідно:

$$\max \|P_k(T^*, P_{yi}) - P_k(T^*, P_{dj})\| \rightarrow \min \forall i \neq j, \forall k, (1)$$

$$\|P_{II}^* - P_T^*\| \rightarrow \min; \|P_T^* - P_U\| \rightarrow \min, (2)$$

$$\left. \begin{aligned} & \|T(P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta P)\| \leq \delta; \\ & \forall (P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta P) \in \Omega^{**} \end{aligned} \right\} (3)$$

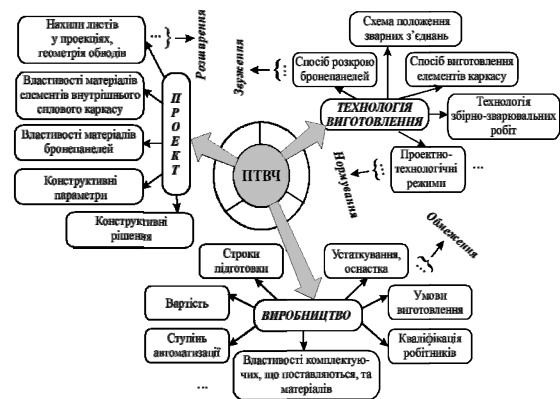


Рис. 4 – Формування ПТВЧ

Тут P_{II}, P_T, P_U – проектні, технологічні й виробничі параметри (чинники), P_y, P_d – режими дії уражаючих чинників (підсилюючі та доповнюючі, див. рис. 4). При цьому вимагається не стільки знайти проектно-технологічно-виробничі чинники (ПТВЧ) P^* та режими дії уражаючих чинників (РДУЧ) P^* , що доставляють максимум ТТХ T^* :

$$P^*, P^* = \arg \max T(P, P); P, P \in \Omega, (4)$$

а визначити те поєднання ПТВЧ та РДУЧ, що, по-перше, дає достатньо високий рівень ТТХ, а, по-друге, при деякому незначному збуренні P і P не призводить до різкого зниження $T = T(P, P)$. Цим самим декларується прагнення до визначення не стільки оптимального, скільки стійко переважного раціонального проектно-технологічного рішення (рис. 5). На відміну від традиційних підходів, даний підхід адаптований до умов реального проектування, технологічної підготовки й виробництва ЛБМ та забезпечення їхніх ТТХ і передбачає можливість інтеграції у реальні процеси проектування й

ТПВ.

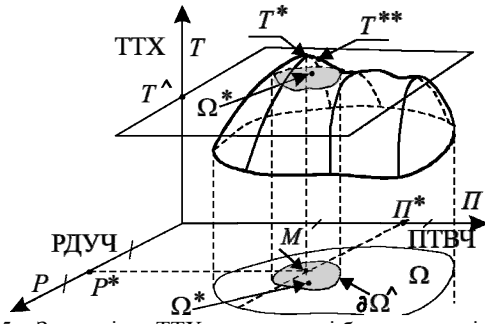


Рис. 5 – Залежність ТТХ захищеності бронекорпусів ЛБМ від РДУЧ та ПТВЧ

Природно, що задача синтезу передбачає багатоваріантне розв'язання задач аналізу. У зв'язку із різноманіттям ТТХ задачі аналізу розглядаються на основі пошарової декомпозиції. Це розщеплення і подальше об'єднання здійснено на основі узагальненого параметричного моделювання. Крім того, цей підхід застосовано для імплементації узагальнених параметрів у більш адекватні нелінійні математичні моделі. Саме такі підходи є методологічною основою і новизною роботи. На цій основі побудовано низку моделей. Зокрема, при побудові математичної моделі пружно-пластичного деформування бронекорпусів при проходженні ударної хвилі сформульовані нові рівні та критерії захищеності при дії ударної хвилі на бронекорпуси бойових броньованих машин. На додаток до традиційних критеріїв типу недопущення пластичних деформацій (тобто неперевищення еквівалентними напруженнями $\sigma_{\text{екв}}$ межі текучості σ_T):

$$\sigma_{\text{екв}} \leq \sigma_T, \tag{5}$$

або збереження герметичності (тобто неперевищення деформаціями допустимого рівня δ):

$$\varepsilon \leq \delta, \tag{6}$$

висувається вимога збереження цілісності бронекорпусу (тобто неперевищення $\sigma_{\text{екв}}$ межі міцності σ_B) – новий критерій, більш адекватний:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq \sigma_B. \tag{7}$$

У роботі, на відміну від традиційних підходів, враховані різні властивості й поведінка матеріалу бронепанелі і внутрішньої силової структури. Також вперше врахована залежність межі міцності і пластичності від швидкості деформування (рис. 6).

Використані закони пластичної течії інкрементального типу і геометрично нелінійні співвідношення для деформацій:

$$d\sigma_{ij} = \frac{E}{1-2\nu} d\varepsilon_{ij} + 2G de_{ij} + \alpha_{ijkl} d\varepsilon_{kl} + \beta_{ijkl} d\dot{\varepsilon}_{kl}; \tag{8}$$

$$i, j, k, l = 1, 2, 3.$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,i}u_{k,j}), \tag{9}$$

де $u, \varepsilon, \sigma, \alpha, \beta$ – компоненти вектора переміщень, тензорів деформацій, напружень та пружних констант матеріалів відповідно. Розв'язувальні співвідношення замикають початкові і крайові умови. Для опису процесу обтікання бронекорпусів ударною хвилею застосовуються рівняння Нав'є-Стокса.

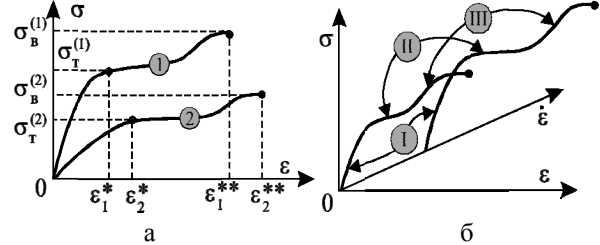


Рис. 6 – Діаграми « $\sigma - \varepsilon$ » для матеріалів бронепанелей 1 та внутрішнього силового каркасу 2 бронекорпусів (а) та характер залежностей « $\sigma - \varepsilon - \dot{\varepsilon}$ » при швидкісному деформуванні матеріалів бронекорпусів (б)

Математична модель процесу бронепробиття будується на основі рівнянь механіки суцільного середовища: збереження маси, енергії та кількості руху. Поряд із цим застосовуються емпіричні формули для оцінки інтегральних характеристик бронепробиття. У той же час у ході тестових розрахунків встановлено, що всі ці формули і підходи, хоча і мають кількісні відмінності, тим не менш тенденції зміни розв'язків відображають однаково. У зв'язку із цим надалі базова модель будується на співвідношеннях Жакоб-де-Марра для отримання множини 3D діаграм бронестійкості:

$$V_c = K_{br} d^{0,75} L_0^{0,7} / G^{0,5} \cos \psi_0. \tag{10}$$

Тут V_c – швидкість кондиційного пробиття перешкоди, а L_0 – товщина броні. При цьому, на відміну від традиційних підходів, запропонована математична формалізація вимоги збільшення об'єму простору бронестійкості (рисунок 8):

$$V^-(S(p), S(p + \Delta p)) \rightarrow \max, V^+(S(p), S(p + \Delta p)) \rightarrow \min.$$

Тут V^+ – об'єм простору зовні поверхні бронестійкості $S(p)$, обмежений поверхнею $S(p + \Delta p)$, а V^- – всередині неї. Крім того, на основі методу граничних елементів проведений якісний аналіз впливу форми головної частини снаряду і пружних властивостей матеріалу його оболонки на розподіл контактного тиску у системі "індентор – перешкода".

При дослідженні динамічного НДС бронекорпусів при дії зусиль віддачі записується система лінійних рівнянь механіки суцільного середовища, а також початкові і крайові умови. Для статичного НДС тонкостінної конструкції встановлюється можливість лінеаризації його компонент при варіюванні проектно-технологічних параметрів. Ця закономірність поширена і на динамічний НДС.

Оскільки збуджуючий вплив на бронекорпуси ЛБМ є височастотним, то виникає проблема відлаштування від резонансів. Відштовхуючись від рівнянь Лагранжа

другого роду, для дискретизованої моделі бронекорпусу при варіюванні, наприклад, товщин бронепанелей:

$$h_k = h_k^0(1 - \alpha_k), k \quad (11)$$

де α_k – ступені варіювання товщин бронепанелей порівняно з номіналом ($k=1,2,\dots$), отримуємо для елементів матриць жорсткості і мас співвідношення

$$K(\alpha) = K_0 - K'_0, \quad M(\alpha) = M_0 - M'_0, \quad (12)$$

у яких перші компоненти залежать тільки від номінальних товщин панелей, а другі є лінійними формами від масиву компонент α_k .

Матриці мас і жорсткості формують визначальну систему рівнянь відносно масиву узагальнених координат x :

$$M \ddot{x} + Kx = 0. \quad (13)$$

Частинні розв'язки цього рівняння мають вигляд: $x = \lambda \sin \omega t$, де λ – деяка форма коливань, ω - власна частота коливань. Тоді із (12), (13) отримуються системи рівнянь

$$(M - \omega^2 K) \cdot \lambda = 0, \quad Det(K(h) - \omega^2 M(h)) = 0. \quad (14)$$

З використанням формули Релея отримуємо лінеаризовані співвідношення для визначення власних частот коливань

$$\omega^2(\alpha) = \omega_0^2 \frac{1 - \sum_{i,j} K'_{ij} A_i A_j / \sum_{i,j} K_{ij}^0 A_i A_j}{1 - \sum_{i,j} M'_{ij} A_i A_j / \sum_{i,j} M_{ij}^0 A_i A_j}. \quad (15)$$

Тут A – компоненти власних форм коливань λ , що відповідають певній власній частоті. Позначаючи через δ з відповідними індексами лінійні форми від α , присутні у чисельнику та знаменнику виразу (15), отримуємо лінеаризовані співвідношення:

$$\omega(\alpha) \approx \omega_0(1 - (\delta_K - \delta_M)/2). \quad (16)$$

Отже, поверхня відгуку (у даному випадку – залежність власної частоти коливань від варіювання певного параметру) може бути лінеаризована в околі поточної точки.

У роботі для представлення функції відгуку запропоновано використовувати кусково-лінійну апроксимацію у кожному квадранті (рис. 7). Для цього використовується методологія "реперних" розв'язків. На відміну від відомих підходів, запропонована нова методологія уточнення скінченно-різницевої апроксимації (16):

$$\omega(p_1(1 - \alpha_1), \dots, p_i(1 - \alpha_i), \dots, p_N(1 - \alpha_N)) = \omega_0 - \sum_j \alpha_j \cdot [\omega(\alpha_j^*) - \omega_0] / \alpha_j^*. \quad (17)$$

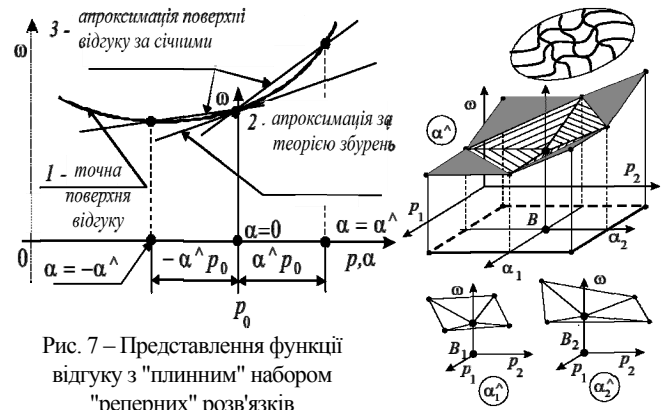


Рис. 7 – Представлення функції відгуку з "плинним" набором "реперних" розв'язків

Тут $\omega(\alpha_j^*)$ – точні розв'язки (14), наприклад, за допомогою МСЕ, при зміні тільки одного із компонент масиву α (такі розв'язки називаються "реперними"). Вона базується на використанні поступового покрокового уточнення подання (17) в ході уточнення розв'язку. Таким чином, на відміну від технологій "чорної" та "білої (прозорої) скриньок", розроблена нова технологія "сірої скриньки". При цьому ступінь "прозорості" цієї "скриньки" збільшується шляхом поєднання двох процедур: 1) за рахунок зменшення кроку дискретизації області параметричного простору; 2) в результаті локалізації зони розміщення поточного наближення розв'язку. У цьому – принципова відмінність даного методу. Він пропонує поєднання точності та оперативності розв'язання задач синтезу. Крім того, він зводить задачу синтезу до стандартної задачі лінійного програмування. Розроблений підхід застосовний для широкого кола задач: і бронезахищеності, і міцності, і відлаштування від резонансів.

Програмна реалізація теоретичних розробок. При розв'язанні цієї задачі основний наголос робиться на впровадженні методу узагальненого параметричного моделювання та реалізації математичних моделей у вигляді спеціалізованих програмно-моделних комплексів. Основна ідея – поєднання переваг потужності універсальних програмних пакетів і націленість на об'єкт досліджень за рахунок спеціалізованих модулів. Основою СПМК є параметризовані моделі, які дають змогу варіювати сам об'єкт досліджень, зберігаючи його цілісність із точки зору геометричної форми, властивостей матеріалів, діючих навантажень і граничних умов (рисунок 8).

Створені підсистеми моделювання ударно-хвильової

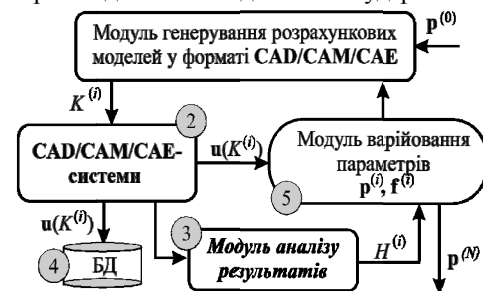


Рис. 8 – Структура СПМК для розв'язання задач аналізу та синтезу

дії на бронекорпус, дії на нього кінематичних боеприпасів, динамічних зусиль, а також чутливості динамічних характеристик до зміни проектно-технологічних параметрів бронекорпусів. Вони були апробовані на тестових задачах. Зокрема, СПМК "Хвиля" передбачає двоетапний процес: 1) моделюється обтікання ударною хвилею бронекорпусу; 2) до бронекорпусу прикладається визначений на першому етапі надлишковий тиск. Крім того, моделюється процес виникнення ударної хвилі. СПМК "Індентор" об'єднує різні моделі оцінки бронезахищеності; СПМК "Динаміка" дає можливість дослідження реакції бронекорпусів на дію реактивних зусиль віддачі; а СПМК "Спектр" – інструментарій для дослідження реакції спектра власних частот коливань бронекорпусу на варіюванні проектно-технологічні параметри. Усі ці СПМК не просто реалізують створені математичні моделі, але й розширюють потенційні можливості за рахунок гнучких переналагоджуваних модулів.

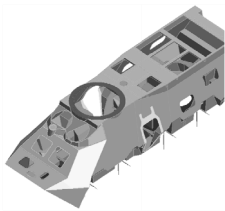


Рис. 9 – Геометрична модель бронекорпусу БТР-3Е

Розв'язання прикладних задач. Із використанням різних СПМК проведено комп'ютерне моделювання реакції бронекорпусів на дію уражаючих чинників. Зокрема, для дослідження реакції бронекорпусу на вплив реактивних зусиль віддачі при здійсненні стрільби з бойових модулів, оснащених скорострільними арт системами, на першому етапі проводився аналіз НДС "монотовщинного бронекорпусу" (тобто з однаковою товщиною бронепанелей в усіх проекціях) при варіюванні цих товщин. На рис. 9 представлена геометрична модель бронекорпусу. До погонного кільця прикладається пробне зусилля віддачі 10 кН. На рис. 10-12 – графічне представлення інтегральних залежностей, а на рис. 13 – характерні розподіли компонент НДС бронекорпусів. У таблиці 1 наведено характеристики НДС залежно від товщини бронепанелей.

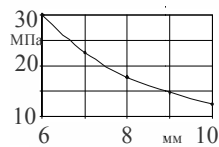


Рис. 10 – $\sigma_{екв}^{max}$ (МПа) у всьому корпусі БТР-3Е при варіюванні товщини бронепанелей

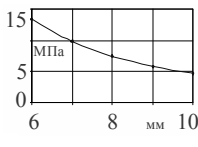


Рис. 11 – $\sigma_{екв}^{max}$ (МПа) у даху корпусу БТР-3Е при варіюванні товщини бронепанелей

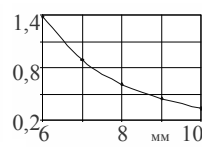


Рис. 12 – u_{max} (мм) точок корпусу БТР-3Е при варіюванні товщини бронепанелей

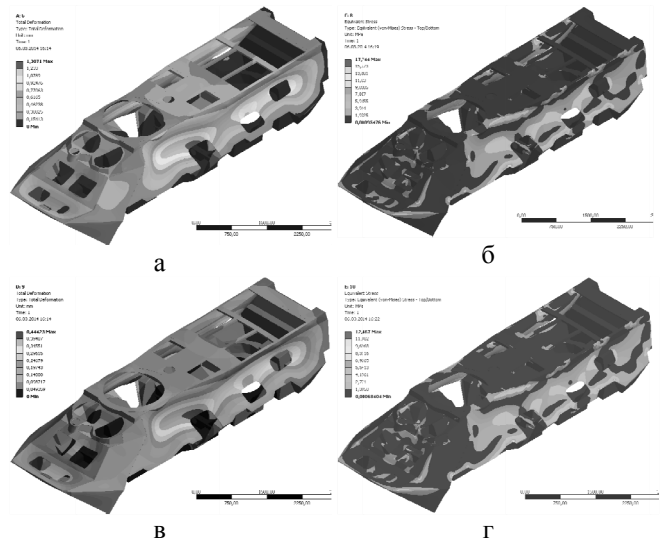


Рис. 13 – Характерні картини розподілу компонент НДС при варіюванні товщини бронепанелей корпусу БТР-3Е: а – 6 мм, б – 8 мм, в – 9 мм, г – 10 мм

При цьому можна відзначити, що лінеаризація в околі точки, що відповідає товщині 8мм, дає при варіюванні товщини в діапазоні $\pm 25\%$ похибку в межах $5 \div 7\%$ від точних кривих ("поверхні відгуку"). Таким чином, можна зробити висновок про застосовність лінеаризації представлених залежностей, а також про ефективність впливу на НДС за рахунок зміни товщини бронепанелей в усіх проекціях бронекорпусу. На другому етапі проведено комплексне дослідження НДС бронекорпусу БТР-3Е при динамічній дії зусиль віддачі. Варіювалися: товщина бронеліста у верхній та бічній проекції, товщина днища. На основі цих та інших досліджень рекомендований раціональний варіант розподілу товщин бронепанелей.

Таблиця 1 – Характеристики НДС корпусу БТР-3Е

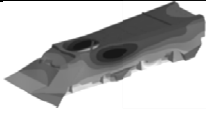


Товщина, мм	$\sigma_{екв. *}^{max}$ МПа	$\sigma_{екв. **}^{max}$ МПа	$u_{полн. *}^{max}$ мм	$u_{полн. **}^{max}$ мм
6	29,94	13,39	1,39	0,43
7	22,55	9,81	0,89	0,32
8	17,74	7,45	0,61	0,25
9	14,74	5,82	0,44	0,2
10	12,47	4,65	0,33	0,17

На третьому етапі отримана рекомендована конфігурація бронекорпусу БТР-3Е була піддана детальному аналізу НДС. Як показує аналіз отриманих результатів, рекомендований набір проектно-технологічних параметрів дає прийнятний рівень напружень і переміщень. Крім того, максимальні напруження та зони розташування зварних швів рознесені у просторі.

Аналіз чутливості вібраційних характеристик ЛБМ на зміну проектно-технологічних параметрів було проведено у 2 етапи. Для ілюстрації застосовності запропонованого підходу досліджується спектр власних частот коливань бронекорпусу БТР-3Е при варіюванні товщини його бронепанелей. Як ілюстративний обрано

базовий варіант номінальних товщин 8 мм для всіх елементів бронекорпусів. Варіювання усіх товщин здійснюється в межах $\pm 20\%$. У таблиці 2 наведена перша власна форма коливань для номінальних та змінених товщин, а на рис. 14 – графічна ілюстрація зміни власних частот коливань бронекорпусу при різних ступенях його потоншення/потовщення порівняно з базовим варіантом. Видно, що власні форми коливань зберігають свій характер, а частоти змінюються практично лінійно в досить широкому діапазоні варіювання товщин – $\pm 25\%$.

Таблиця 2 – Перша власна форма коливань бронекорпусу БТР-3Е при варіюванні товщин бронепанелей

6 мм	8 мм	10 мм
		

Далі із урахуванням отриманих результатів було проведено дослідження впливу різних параметрів на спектр власних частот коливань бронекорпусу БТР-3Е. Зокрема, проведено аналіз впливу товщини бронепанелей верхньої (дах), бокової (боки) і нижньої (днище) проекції бронекорпусу на спектри його власних частот коливань.

Виходячи із аналізу отриманих результатів, а також інших (компонувальних, технологічних, виробничо-організаційних та економічних) міркувань, було прийнято рішення про відповідний вибір карти товщин бронепанелей. Для отриманого варіанту бронекорпусу був проведений детальний аналіз власних частот і форм його коливань з відкритими і закритими люками. У результаті формування карти товщин бронепанелей і профілів поперечних перерізів елементів внутрішньої силової структури вдається відлаштуватися від резонансних частот, що відповідають темпу стрільби із малокаліберних автоматичних гармат. Таким чином, можна зробити висновок, що шляхом цілеспрямованої зміни проектно-технологічних параметрів удалося розв'язати важливу задачу відлаштування спектра власних частот коливань бронекорпусу БТР-3Е від резонансних режимів збудження.

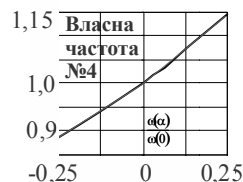
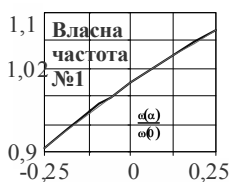


Рис. 14 – Власні частоти коливань бронекорпусу БТР-3Е, віднесені до власних частот з номінальною товщиною, залежно від відносного варіювання товщини бронепанелей

При числовому моделюванні реакції бронекорпусів ЛБМ на дію ударно-хвильового навантаження досліджені варіанти приходу ударної хвилі під різними кутами до бронекорпусу, а також різні варіанти його підсилення на прикладі МТ-ЛБ. Отримані результати комп'ютерного

моделювання свідчать про те, що залежно від напрямку приходу ударної хвилі напруження і переміщення точок бронекорпусу можуть змінюватися досить суттєво. При цьому важливою особливістю є висока роль внутрішньої силової структури у забезпеченні загального рівня захищеності бронекорпусів від дії ударної хвилі.

Таким чином, першочерговим заходом щодо підвищення захищеності бронекорпусів від дії ударної хвилі є посилення внутрішньої силової структури за рахунок збільшення товщини її елементів.

Числові оцінки захищеності бронекорпусів ЛБМ від дії кінетичних боеприпасів проводилися в кілька етапів. Спочатку був проведений аналіз бронестійкості корпусу БТР-80, у тому числі – способів і зон посилення бронелістів у різних проекціях. Оскільки критеріїв багато, потрібне компромісне проектно-технологічне рішення із використанням функціоналу якості (рівень бронезахищеності за наявності обмежень, лінійних за параметрами (товщини окремих бронеплит)). Крім того, цей критерій необхідно пов'язувати також із іншими: міцність, жорсткість, рухливість. У результаті виходить задача максимізації істотно нелінійного функціоналу.

Із використанням розроблених методів і моделей проведено також обґрунтування за критерієм захищеності від кінетичних боеприпасів карт розподілу товщин бронепанелей бронекорпусів інших ЛБМ. Завдяки цьому вдалося поліпшити бронестійкість цих легкоброньованих машин.

У результаті розв'язання комплексу описаних задач розроблено конкретні рекомендації щодо обґрунтування проектно-технологічних параметрів.

Висновки. У роботі отримала рішення актуальна науково-практична проблема розробки теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом обґрунтування технічних рішень бронекорпусів за критеріями захищеності, міцності, жорсткості, віброзбудливості від дії комплексу уражаючих чинників, що має велике значення для бронетанкобудування України. У ході досліджень отримані наступні наукові результати.

1. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення розроблений новий підхід до забезпечення заданих тактико-технічних характеристик ЛБМ, який полягає в їх забезпеченні як результату взаємодії та взаємовпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше множина технологічних чинників залучена як така, що певною мірою визначає рівень ТТХ, і як варійована, шукана.

2. Запропонований новий підхід інтегрований у комплекс математичних моделей, які, на відміну від відомих спрощених, є нелінійними та більш адекватними, і в них імплементовано усі варіювані, у тому числі технологічні, параметри. Також у цих моделях відображені не тільки фізичні, геометричні, структурні нелінійності, але і параметричні, що відрізняє їх від відомих. При цьому новими якостями створених моделей є те, що складові ТТХ можуть визначатися у ході аналізу

фізико-механічних процесів і станів як їхній прямий результат. Важливою відмінною особливістю даних моделей є врахування раніше невраховуваних фізичних чинників, зокрема: залежність напружень не тільки від деформацій, а й від швидкості деформування; наявність декількох ділянок на кривій "напруження-деформації", а, відповідно, і формування критеріїв захищеності за різними умовами і рівнями; вплив технологічно зумовлених неоднорідностей за товщиною бронепанелей та в їх плані, що викликається термохімічними впливами при прокатці, гарячому штампуванні і при зварюванні бронелистів, на їх захисні властивості; вплив проектно-технологічних параметрів на динамічний НДС і віброзбудливість бронекорпусів; розширено множини чинників, що враховуються при моделюванні уражаючих впливів.

3. Комплекс математичних моделей на основі нового, заявленого в роботі, підходу реалізований у вигляді спеціалізованого програмно-моделного комплексу, який, на відміну від відомих, побудований на поєднанні переваг універсальних програмних продуктів і спеціалізованих модулів, які враховують особливості того чи іншого конкретного об'єкта досліджень і переводять їх у предметну область. На цій основі створені моделі газодинамічного обтікання бронекорпусів машин типу МТ-ЛБ, БТР-80, БТР-3Е та інших, а також їх пружно-пластичного деформування і руйнування під дією ударної хвилі та кінетичних боєприпасів, моделі динамічного НДС та віброзбудливості бронекорпусів при дії зусиль віддачі та інших чинників. Створений СПМК дає змогу інтегрувати його у системи автоматизованого проектування, ТПВ та досліджень, експлуатованих в КБ, НДІ, університетах, на підприємствах, причому у режимі їх штатного функціонування.

4. Проведений на цій основі комплекс числових досліджень реакції бронекорпусів ЛБМ на дію ударної хвилі, кінетичних снарядів, зусиль віддачі при стрільбі дав можливість установити закономірності їх впливу на захищеність та розробити рекомендації щодо обґрунтування проектно-технологічних параметрів. Зокрема, встановлено рівні надлишкового тиску, які призводять до початку руйнування елементів бронекорпусу. Як один із найбільш дієвих заходів запропонована заміна матеріалу внутрішньої силової структури бронекорпусів, що дає можливість підвищити граничне значення уражаючого надлишкового тиску за рахунок раціонального розкряку бронепанелі і розміщення зварних з'єднань на віддаленні від зон високих напружень, за рахунок чого вдається на підвищити стійкість до дії зусиль віддачі при здійсненні пострілів; шляхом відповідного розподілу товщини бронепанелей за проекціями бронекорпусу вдається забезпечити відлаштування від резонансних режимів. Рекомендовано також застосування нових бронесталей із більш високими механічними характеристиками.

У ході експериментальних досліджень всі результати числових розрахунків підтвердили свою точність. Було також підтверджено обґрунтованість розроблених на їх основі рекомендацій, причому як при полігонних випробуваннях, так і в ході експлуатації та бойового застосування ЛБМ.

Список літератури. 1. *Чепков И. Б.* К вопросу о методологии защитных устройств динамического типа / *И. Б. Чепков* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2004. – № 4. – С. 14-18. 2. *Ларин А. Ю.* Повышение стойкости противопульной брони за счет увеличения угла нутации кинетического боеприпаса до его взаимодействия с преградой / *А. Ю. Ларин, И. Б. Чепков* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2005. – № 1. – С. 36-39. 3. *Чепков И. Б.* Классификация защитных устройств динамического типа / *И. Б. Чепков* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2004. – № 3. – С. 24-28. 4. *Кучинский А. В.* Метод оценки демпфирующих устройств взрывной защиты боевых бронированных машин / *А. В. Кучинский, М. И. Васковский, И. Б. Чепков* [и др.] // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2007. – № 1. – С. 3-8. 5. *Чепков И. Б.* Принципы и методы решения проблемы повышения защищенности и живучести ББМ с использованием защитных устройств динамического типа / *И. Б. Чепков, М. И. Васковский, А. Н. Неговский* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2006. – № 1. – С. 11-16. 6. *Чепков И. Б.* Модель обоснования технических решений защитных устройств боевых бронированных машин / *И. Б. Чепков* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2011. – № 4. – С. 42-46. 7. *Тимошенко А. Б.* Поражающее действие комбинированных преград снарядами с формирующими зарядами / *А. Б. Тимошенко, И. Б. Чепков* // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2011. – № 3. – С. 25-27. 8. *Основы военно-технических исследований.* Теория и приложения: монография: [в 4 т.]. Т. 4. Методология исследования сложных систем военного назначения / *С. В. Лапицкий, А. В. Кучинский, А. И. Сбитнев* [и др.]; ред.: С. В. Лапицкий. – К.: 2013. – 477 с. 9. *Ткачук Н. А.* Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / *Н. А. Ткачук, А. Д. Чепурной, Г. Д. Гриценко* [и др.] // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2007. – №9(115), част. 1. – С. 196-205. 10. *Ткачук Н. А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / *Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной* [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2006. – № 1. – С. 57-79. 11. *Бруль С. Т.* Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / *С. Т. Бруль, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – № 1. – С. 66-73. 12. *Ткачук Н. А.* Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / *Н. А. Ткачук, С. Т. Бруль, А. Н. Малакей* [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2005. – №1. – с.184-194. 13. *Литвиненко А. В.* Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / *А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук, Б. Я. Литвин* [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 2. – С. 221-229. 14. *Ткачук Н. А.* Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкций на изменение толщины / *Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, Ю. В. Костенко* [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №14 (1057). – С. 138-154. 15. *Ткачук Н. А.* Чувствительность прочностных и жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / *Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, А. В. Ткачук* [и др.] // Вісник СевНТУ. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2013. – Вип. 137. – С.187-191. 16. *Танченко А. Ю.* Метод прямого конечного возмущения конечно-элементных моделей при численном исследовании динамических, жесткостных и прочностных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / *А. Ю. Танченко, А. В. Литвиненко, А. Д. Чепурной* [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГУ, 2014. – № 4(44). – С. 114-124.

Bibliography (transliterated): 1. *Chepkov I. B.* "K voprosu o metodologii zaschitnyih ustroystv dinamicheskogo tipa." *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie.* No. 4. 2004. 14-18. Print. 2. *Larin A. Yu., Chepkov I. B.* "Povyishenie stoykosti protivopulnoy bronii za schet uvelicheniya ugla nutatsii kineticheskogo boeprpasa do ego vzaimodeystviya s pregradoy". *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie.* No. 1. 2005. 36-39. Print. 3. *Chepkov I. B.* "Klassifikatsiya zaschitnyih ustroystv dinamicheskogo tipa" *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie.* No. 3.

2004. 24–28. Print. **4.** Kuchinskiy A.V., Vaskovskiy M.I., Chepkov I.B. "Metod otsenki dempfiruyuschih ustroystv vzryivnoy zashchity boevyih bronirovannyih mashin". *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie*. No1. 2007. 3–8. Print. **5.** Chepkov I.B., Vaskovskiy M.I., Negovskiy A.N. "Printsipy i metody resheniya problemy povyisheniya zashchennosti i zhivuchesti BBM s ispolzovaniem zashchitnyh ustroystv dinamicheskogo tipa" *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie*. No1. 2006. 11–16. Print. **6.** Chepkov I.B. "Model obosnovaniya tehniceskikh resheniy zashchitnyh ustroystv boevyih bronirovannyih mashin". *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie*. No 4. 2011. 42–46. Print. **7.** Timoshenko A.B., Chepkov I.B. "Porazhayushee deystvie kombinirovannyih pregrad snaryadoformiruyuschimi zaryadami". *Artiller. i strelkovoe vooruzhenie*. No3. 2011. 25–27. Print. **8.** "Osnovy voenno-tehnicheskikh issledovaniy. Teoriya i prilozheniya": monografiya: [v 4 t.]. T. 4. Metodologiya issledovaniya slozhnyh sistem voennogo naznacheniya / S.V. Lapitskiy, A.V. Kuchinskiy, A.I. Sbitnev [i dr.]; Kyiv: 2013. Print. **9.** N.A. Tkachuk, A.D. Chepurnoy, G.D. Gritsenko [i dr.] "Osnovy obobschennogo parametricheskogo opisaniya slozhnyh mehanicheskikh sistem". *Visnik Shidnoukr. nats. un-tu im. V.Dalya*. No9(115), ch. 1. 2007. 196–205. Print. **10.** Tkachuk N.A., Gritsenko G.D., Chepurnoy A.D. [i dr.] "Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya". *Mehanika ta mashinobuduvannya*. No 1. 2006. 57–79. Print. **11.** Brul S.T., Tkachuk N.A., Vasilev A.Yu. [i dr.] "Modelirovanie fiziko-mehanicheskikh protsessov v korpusah

legkobronirovannyih mashin: podhody, modeli, efekty". *Mehanika ta mashinobuduvannya*. No 1. 2011. 66–73. Print. **12.** Tkachuk N.A., Brul S.T., Malakey A.N. [i dr.] "Struktura spetsializirovannyih integrirovannyih sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnyh sredstv spetsialnogo naznacheniya". *Mehanika ta mashinobuduvannya*. No1. 2005. 184–194. Print. **13.** Litvinenko A.V., Tkachuk N.A., Litvin B.Ya. [i dr.] "Obschiy podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniyu zashchennosti bronekorpusov transportnyh sredstv spetsialnogo naznacheniya". *Mehanika ta mashinobuduvannya*. No 2. 2012. 221–229. Print. **14.** Tkachuk N.A., Litvinenko A.V., Kostenko Yu.V. [i dr.] "Linearizatsiya funktsii otklika prochnostnyh i dinamicheskikh karakteristik tonkostennyh konstruktсий na izmenenie tolschiny". *Visnik NTU "KhPI"*. No14 (1057). 2014. 138–154. Print. **15.** Tkachuk N.A., Litvinenko A.V., Tkachuk A.V. [i dr.] "Chuvstvitelnost prochnostnyh i zhestkostnyh karakteristik tonkostennyh elementov mashinostroitelnyh konstruktсий k neravnomernomu izmeneniyu tolschiny". *Visnik SevNTU. Seriya: Mehanika, energetika, ekologiya*. Vyp. 137. 2013. 187–191. Print. **16.** Tanchenko A.Yu., Litvinenko A.V., Chepurnoy A.D. [i dr.] "Metod pryamogo konechnogo vozmuscheniya konechno-elementnyh modeley pri chislennom issledovanii dinamicheskikh, zhestkostnyh i prochnostnyh karakteristik tonkostennyh elementov mashinostroitelnyh konstruktсий" *Vestnik Bryansk. gosud. tehnic. universiteta*. No 4(44). 2014. 114–124. Print.

Надійшла (received) 01.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», тел.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola Anatoliyovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Литвиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, директор Науково-інженерного центра керуючої компанії «Рейлтрансхолдінг», м. Маріуполь, тел.: (0629) 409917; e-mail: niz.office@ukrth.com.

Litvinenko Alexandr Vitaliyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Director of Scientific and Engineering Center of Management Company "Railtransholding", Mariupol, tel.: (0629) 409917; e-mail: niz.office@ukrth.com.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Grabovskiy Andrey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Цебрюк Іван Вікторович – кандидат технічних наук, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин.

Cebrjuk Ivan Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), The National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, assistant professor of maintenance and repair of cars and military vehicles.

УДК 539.3

Н. Н. ТКАЧУК, Н. Б. СКРИПЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, К. Д. НЕДЕЛЬКО**ВЛИЯНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ШЕРОХОВАТОГО СЛОЯ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ В СОПРЯЖЕНИИ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ**

Статья содержит результаты численного исследования контактных давлений между сложнопрофильными телами, которые задаются поверхностями сложной формы, не имеющих в общем случае простого аналитического описания. Учитывается влияние податливости винклерова слоя, который моделирует шероховатость контактирующей поверхности. Определено влияние податливости этого слоя и распределения зазора между телами на распределение контактных давлений. Для определения контактных давлений используется метод граничных интегральных уравнений. Для дискретизации применяются соотношения метода граничных элементов. В ходе численного эксперимента исследовано влияние распределения зазора между контактирующими телами на распределение контактного давления. При этом также варьируется податливость упругого слоя, имитирующего жесткостные свойства шероховатости поверхностей контактирующих тел. Получены характерные распределения контактных давлений, а также зависимость максимальных контактных давлений от варьируемых параметров.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, метод граничных интегральных уравнений, Винклерово основание, сложнопрофильное тело, контактное давление.

Введение. В работах [1, 2] для анализа распределения контактных давлений в сопряжении сложнопрофильных тел, свойства податливости которых в нормальном направлении к поверхности контакта можно аппроксимировать свойствами полупространств, предложено использовать метод граничных интегральных уравнений (МГИУ). Там же представлены основные соотношения, полученные при дискретизации уравнений и неравенств МГИУ с привлечением подхода метода граничных элементов (МГЭ).

Следуя работам [1, 2], для контактирующих тел (рис. 1) можно записать для случая статического упругого контакта следующую систему соотношений:

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{в контакте;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{вне зоны контакта.} \end{cases} \quad (1)$$

Далее, используя известное интегральное соотношение, связывающее давления p_i и перемещения u_i , а также учитывая очевидное равенство $p_1(\xi, \eta) = p_2(\xi, \eta)$, получаем:

$$\begin{aligned} u = u_{z_1} + u_{z_2} &= \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta = \\ &= \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $\nu_i, E_i, i = 1, 2$ – коэффициенты Пуассона и модули упругости материала каждого из контактирующих тел, $\rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$. Контактная площадка S и распределение давлений $p(\xi, \eta)$, присутствующие в правой части равенства, как указывается в [1, 2], являются неизвестными и искомыми.

В работах [1, 2] для дискретизации искомого контактного давления p использовано кусочно-линейное представление его распределения, которому отвечают

непрерывные и гладкие поверхностные смещения, характерные для контакта сложнопрофильных тел. Искомая функция контактных давлений приближается суперпозицией массива пирамидальных элементарных распределений, вершины которых расположены в узлах регулярной сетки с шагом c , состоящей из равносторонних треугольников, и при этом полностью определяется дискретным набором узловых значений давлений p_n (см. рис.1).

Подставляя данное представление p_n в соотношения (2) и удовлетворяя системе (1) в узловых точках построенной сетки граничных элементов, получим [1, 2]:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне контакта,} \end{cases} \quad (3)$$

где $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарное сближение;

$h_n = h(x_n, y_n)$ – узловое значения первоначального зазора,

C_{nm} – коэффициенты влияния, определяющие перемещение в узле m сетки при действии локального линейно распределенного давления со значением $p_n = 1$ в узле n и $p_\psi = 0$, где ψ – номера множества узлов, сопредельных узлу m (см. рис. 1).

Справедливы условия неотрицательности давлений внутри области контакта и обнуление таковых вне этой области:

$$\begin{aligned} p_m &\geq 0, m = 1, \dots, N, \text{ узел } J_m - \text{ в контакте;} \\ p_m &= 0, J_m - \text{ вне зоны контакта.} \end{aligned} \quad (4)$$

Кроме того, справедливо интегральное равенство силы P прижатия совокупному воздействию единичных распределений контактных давлений:

$$\sum_m \sqrt{3} c^2 p_m / 2 = P. \quad (5)$$

Система соотношений (3-5) составляет основу для

отыскания гранично-элементной аппроксимации искомого давления p и области контактирования S гладких упругих тел. Единственным ограничением здесь является близость направлений нормалей (с плавным их поворотом при обходе поверхности) контактирующих поверхностей S_1, S_2 тел 1 и 2, а также значительное превышение размерами последних характерных размеров площадки S .

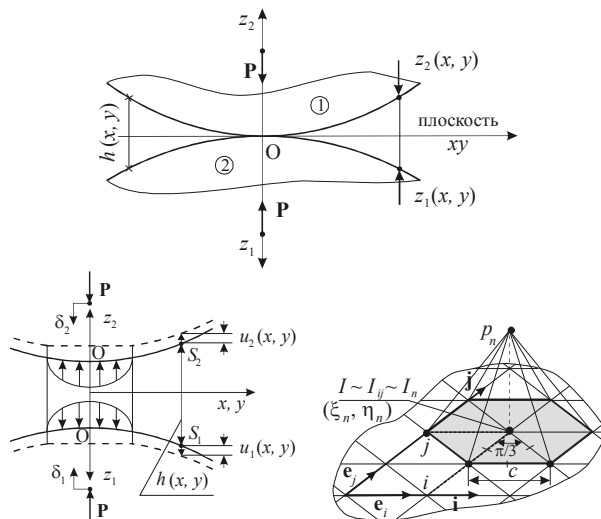


Рис. 1 – Начальное расположение контактирующих (соприкасающихся при усилии $\mathbf{P} = 0$) тел, актуальное их состояние (разнесенный вид поверхностей S_1, S_2) и вид базисных функций для аппроксимации контактного давления

В работах [1, 2] предложено также расширение соотношений (3-5) на случай шероховатого упругого тела (рис.2).

При этом между перемещениями точек u_z^Σ поверхности S' , участвующих в описании условий контактного взаимодействия, перемещениями гладкого тела u'_z и шероховатого слоя u_z^\wedge существует зависимость

$$u_z^\Sigma = u'_z + u_z^\wedge \quad (6)$$

В качестве модели этого слоя использовано основание Винклера [3, 4]:

$$u_z^\wedge = \lambda p, \quad (7)$$

где λ – податливость слоя (или слоев), зависящая от свойств материала и качества обработки материала поверхностного слоя исследуемого тела. Например, по данным работы [3], для отдельных групп и форм деталей машин податливость λ изменяется в пределах $10 \div 35 \cdot 10^{-12}$ м/Па.

В результате такого представления соотношения (3-5) также и для контакта шероховатых тел сохраняют свою структуру, однако в качестве коэффициентов матрицы влияния выступают величины

$$C_{nm}^\Sigma = C_{nm} + \lambda \delta_{nm} \quad (8)$$

Другими словами, вместо матрицы влияния C появляется матрица

$$C^\Sigma = C + \lambda E \quad (9)$$

где E – единичная матрица.

Т.о., в работах [1, 2] на единой основе предложены подходы, модели и разрешающие соотношения для анализа распределения контактных давлений в сопряжении сложнопрофильных гладких и шероховатых тел.

Преимуществами данной методологии перед известными аналитическими и численными методами [5-9], в частности, перед методом конечных элементов и моделью Герца, является широкий спектр решаемых задач и высокая оперативность расчетов при сохранении приемлемой точности результатов. По сравнению же с пакетом CONTACT [10] предложенный подход имеет то преимущество, что предоставляет возможность естественным образом перейти к физически нелинейным моделям упругого слоя, имитирующего шероховатость.

Имея в распоряжении предложенный в статьях [1, 2] инструмент расчетного моделирования, можно ставить и решать различные прикладные задачи для реальных машиностроительных конструкций: подшипников; зубчатых колес; элементов штампов и пресс-форм; опорных поверхностей механизмов перекачивания; систем «ударник-преграда», «каток-основание», «колесо-рельс» и т.п. В то же время представляет первичный интерес анализ влияния отдельных факторов на характер распределения контактных давлений и размеры контактных площадок. Поскольку созданный и описанный ранее [1, 2] инструмент анализа оперирует с численными моделями, то для установления указанных влияний требуется проведение серии численных расчетов. Это является целью данной работы.



Рис. 2 – Модель шероховатого сложнопрофильного упругого тела с линейным упругим слоем

Постановка задачи. С использованием предложенной ранее [1, 2] математической модели в среде MatLab [11] был создан программный модуль «SBEM», реализующий итерационную процедуру поиска контактных площадок и контактного давления p на треугольной сетке, расположенной на плоскости, касательной к поверхностям контактирующих тел 1 и 2 в начальный момент их соприкосновения (см. рис. 1). При этом варьируемыми входными данными являются: усилие P ; свойства материалов E, ν ; форма поверхностей (z_1, z_2) , диктующая в итоге распределение зазора h ; податливость винклера слоя λ .

В данной статье ставится задача определения

влияния вида распределения зазора h и податливости винклера слоя λ на контактные площадки S и давления p .

В частности, распределение зазора представляется в следующих частных видах:

$$h = U \cdot \left(\frac{|x|}{a}\right)^K + V \cdot \left(\frac{|y|}{b}\right)^L \quad \text{или} \quad h = U \cdot \frac{(x^2 + y^2)^{K/2}}{a^K}, \quad (10)$$

где $[a \times b]$ – размеры задаваемой фиксированной площадки, заведомо покрывающей S при заданных P, E, v ;

U, V – размеры подъема поверхности $h(x, y)$ в координатных сечениях x и y соответственно;

K, L – показатели степени ($K > 1, L > 1$), определяющие крутизну (плавность) сечений распределений $h(x, y)$ координатными плоскостями $y = \text{const}, x = \text{const}$ соответственно.

В (10) второе из выражений соответствует осесимметричному распределению зазора между контактирующими телами, т.е. зависящему от расстояния до центральной точки $r = \sqrt{x^2 + y^2}$. Величина r определяет радиус-вектор точки в плоскости, касательной к соприкасающимся (при $P = 0$) телам.

Следует заметить, что в данном случае множество «пробных» распределений h расширено по сравнению с традиционными подходами (например, в модели Герца $K = L = 2$, в теории Штаермана [5, 12, 13] $K = L = 4, \dots$ и т.д. [5, 8, 9]). Это связано с тем, что разрешающая система соотношений (1-9) оперирует со значениями только самой функции в узловых точках сгенерированной на поверхности S треугольной сетки. Следуя логике подхода [1, 2], от функции $h(x, y)$ требуется только непрерывность, что используемым представлением (см. рис. 1 и соотношения (2)) обеспечивается. Более того, K и L могут принимать и нецелые значения.

Зафиксировав величины U и V , закон распределения h можно варьировать путем изменения a, b, K и L . Далее, учитывая изотропность свойств в направлениях x и y , можно зафиксировать, например, величину a , а варьировать b путем изменения некоторого коэффициента χ :

$$b = \chi \cdot a, \quad \chi \in]0; \infty[. \quad (11)$$

При этом, представив χ через другой параметр φ в виде

$$\chi = \text{tg} \varphi, \quad \varphi \in]0; \pi/2[, \quad (12)$$

можно получить ограниченную область варьирования параметра (в данном случае – уже φ).

Аналогично представляя K и L в виде:

$$K = 1 + \text{tg} \alpha, \quad L = 1 + \text{tg} \beta, \quad (13)$$

получаем область варьирования параметров α и β – $]0; \pi/2[$.

В итоге получаем область варьирования в

пространстве 3-х параметров α, β, φ – в виде открытого куба со стороной $\pi/2$. В этом параметрическом множестве содержится все многообразие решений задачи (1-9). Отсюда – частная задача 1: определить зависимости

$$S = S(\alpha, \beta, \varphi); \quad p(x, y) = p(x, y, \alpha, \beta, \varphi). \quad (14)$$

Частными характеристиками (14) могут выступать величины

$$\tau = \tau(\alpha, \beta, \varphi) = \frac{\bar{S}(\alpha, \beta, \varphi)}{\bar{S}(\pi/4; \pi/4; \pi/4)}; \quad (15)$$

$$q = q(\alpha, \beta, \varphi) = \frac{p_{\max}(x, y, \alpha, \beta, \varphi)}{p(0; 0; \pi/4; \pi/4; \pi/4)}.$$

Здесь \bar{S} – площадь S , p_{\max} – максимальные значения p в пределах S , а выражения в знаменателях соответствуют контакту параболоидов вращения (осесимметричная задача Герца).

Другим направлением исследований является определение влияния податливости λ на распределение контактных давлений. Для этого в соотношениях (8) при $m=n$ полагается

$$C_{mn}^{\lambda} = \theta \cdot C_{mn} \Rightarrow C_{mn}^{\Sigma} = C_{mn}(1 + \theta) = C_{mn}(1 + \text{tg} \gamma), \quad (16)$$

$$\chi = C_{mn} \text{tg} \gamma; \quad \gamma \in [0; \pi/2[.$$

С учетом этого частная задача 2 трансформируется к определению зависимостей типа (14, 15), но уже и от параметра γ (или при фиксированных α, β, φ – только от γ).

Для унификации получаемых зависимостей «характеристики распределения давлений – свойства контактирующих тел» можно ввести в рассмотрение параметры

$$\tilde{\tau} = \arctg \tau, \quad \tilde{q} = \arctg q. \quad (17)$$

При этом получаемые характеристики, $\tilde{\tau}$ и \tilde{q} , равно как и варьруемые параметры $\alpha, \beta, \varphi, \gamma$, будут изменяться в пределах $[0; \pi/2[$. Однако возможно представление результатов и в исходных параметрах.

Численная модель. Решение поставленных частных задач 1 и 2 осуществлялось при следующих параметрах: $E_{1,2} = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu_{1,2} = 0.3$, $P = 10^3$ Н, $c = 2$ м, $a = 2$ м. Для случая $a = b, K = L = 2$ (параболоид вращения $\alpha = \beta = \gamma = \pi/4$), полученные распределения p и значение S отличаются, как показало решение тестовых задач, от полученных по модели Герца незначительно (в пределах 1% при сетке с количеством узлов $10 \div 12$ вдоль осей пятна контакта). Т.о., получена исходная оценка погрешности численного моделирования. Далее эта модель была использована для последующих многовариантных расчетов.

Учитывая большое количество получаемых данных, проиллюстрированы только некоторые результаты исследований.

Результаты решения осесимметричной задачи. Исследуется контакт двух тел вращения, зазор между

которыми представляет собой степенную функцию радиус-вектора r (см. (10)) с показателем степени K . Моделирование влияния упругих свойств слоя, имитирующего шероховатость, осуществлено путем варьирования параметра θ (или γ) – см. (16).

Полученные характерные распределения контактных давлений представлены на рис. 3. Видно, что случай, соответствующий задаче Герца ($K = 2, \alpha = \pi/4$), является в некотором смысле разделителем для

получаемых картин распределений.

Для $K < 2$ получаемые распределения контактных давлений имеют единственный максимум в центральной точке, причем тем более резко выраженный, чем ближе K к единице. При этом, чем выше податливость промежуточного упругого слоя, тем меньше максимум в центре и тем менее резко он выражен по сравнению со случаем $\lambda = 0$.

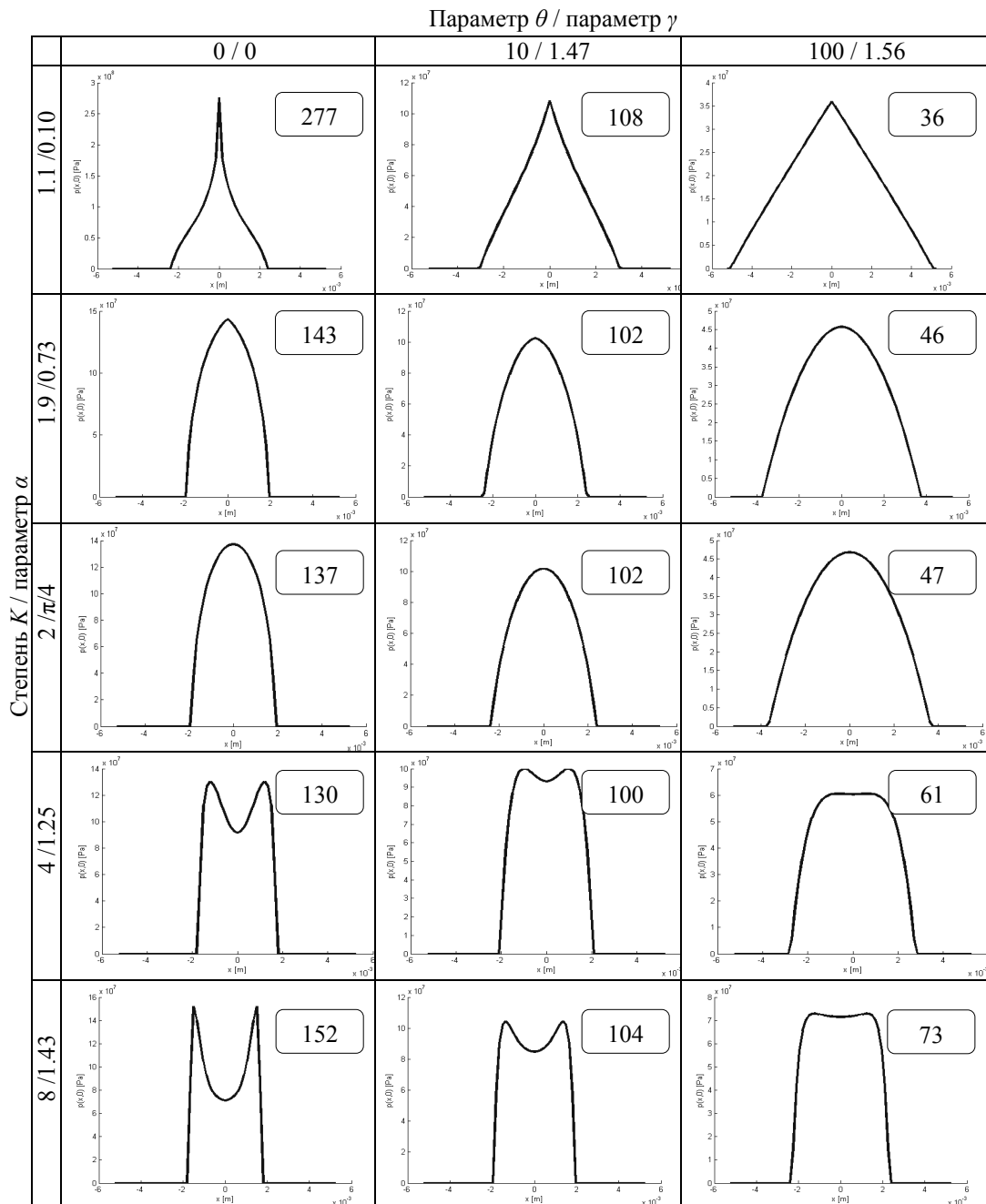


Рис. 3. –Влияние распределения зазоров в сопряжении тел вращения и податливости упругого слоя, имитирующего шероховатость, на характер распределения контактных давлений p , МПа

Для $K > 2$ наблюдается, как правило, локальный минимум в центральной точке зоны контакта, а на некотором удалении от нее достигается глобальный максимум. Значение этого максимума в тем большей степени превышает значение локального минимума,

чем больше величина K . При этом возрастание податливости промежуточного упругого слоя выравнивает распределение контактного давления в центральной части области контакта, снижая разницу между максимальным его значением и значением в

точке локального минимума

Для всех видов распределения зазоров тенденция изменения картин распределения контактного давления при доминировании податливости промежуточного слоя (по сравнению с податливостью гладких тел) одинакова: они повторяют в пределах области контакта распределение первоначальных зазоров, перевернутое и приподнятое на некоторую высоту. Данная высота определяется величиной усилия прижатия контактирующих тел. В то же время следует заметить, что для $K > 2$ при любом конечном λ все равно (в отличие от «перевернутого» распределения зазора) в зоне центральной точки наблюдается локальный минимум контактного давления, хотя и слабо выраженный.

Обработка полученных распределений контактных давлений дает возможность построить зависимость относительной величины максимального контактного давления от параметров K (или α) и θ (или γ). На рис. 4 представлены данные зависимости в различных ракурсах и проекциях.

Представленные зависимости дают исходные данные для первоначального представления о реализуемых тенденциях. Так, при невысоких значениях податливости (в данном случае – θ не выше 20) зависимость $q(K)$ имеет тенденции к росту при $K \rightarrow 1$ (сверху) и при $K \rightarrow \infty$. Минимум q наблюдается в интервале $2 < K < 4$. С другой стороны, при очень больших податливостях $q(K)$ является монотонно возрастающей функцией.

Т.о., существует некоторая область значений податливости упругого слоя, в пределах которой степень K слабо сказывается на величине q .

Полученные результаты могут иллюстрировать возможности анализа зависимости контактных давлений от варьируемых параметров. При этом важно отметить, что здесь речь идет о конкретном примере при заданных неварьируемых многих параметрах (усилие прижатия, модуль упругости и т.п.). Для более широкого множества варьируемых параметров необходимы дополнительные исследования, однако даже на представленном наборе результатов возможности инструмента численных исследований продемонстрированы в полной мере.

Результаты решения частных задач при отдельных видах распределения зазоров. На рис. 5 представлены некоторые характерные распределения давлений, соответствующие различным показателям степеней K и L в распределении первоначального зазора между телами (см. (10)) и параметру податливости θ (см. (16)).

Представленные распределения контактных давлений характеризуются значительным разнообразием, что резко отличает эти картины от традиционных, подобных герцевским распределений. При этом в центральной точке могут наблюдаться и глобальные максимумы, и локальные минимумы, и седловые точки (в зависимости от сочетаний различных параметров). Максимумы же контактных давлений могут достигаться в одной, двух или четырех точках.

Представленные данные не могут служить основой для построения более-менее определенных количественных зависимостей контактных давлений от варьируемых параметров в силу их ограниченного объема. Однако следует заметить, что общие качественные особенности проявляются достаточно четко, равно как и подтверждаются широкие потенциальные возможности созданного инструмента численного моделирования.

1. В развитие и в реализацию предложенных ранее [1, 2] подходов, моделей и разрешающих соотношений разработан инструмент численного анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных гладких и шероховатых тел, который дает возможность решать поставленные задачи отыскания распределения контактного давления и контактных площадок с высокой точностью для широкого множества вариантов формы сопрягаемых поверхностей контактирующих деталей машиностроительных конструкций.

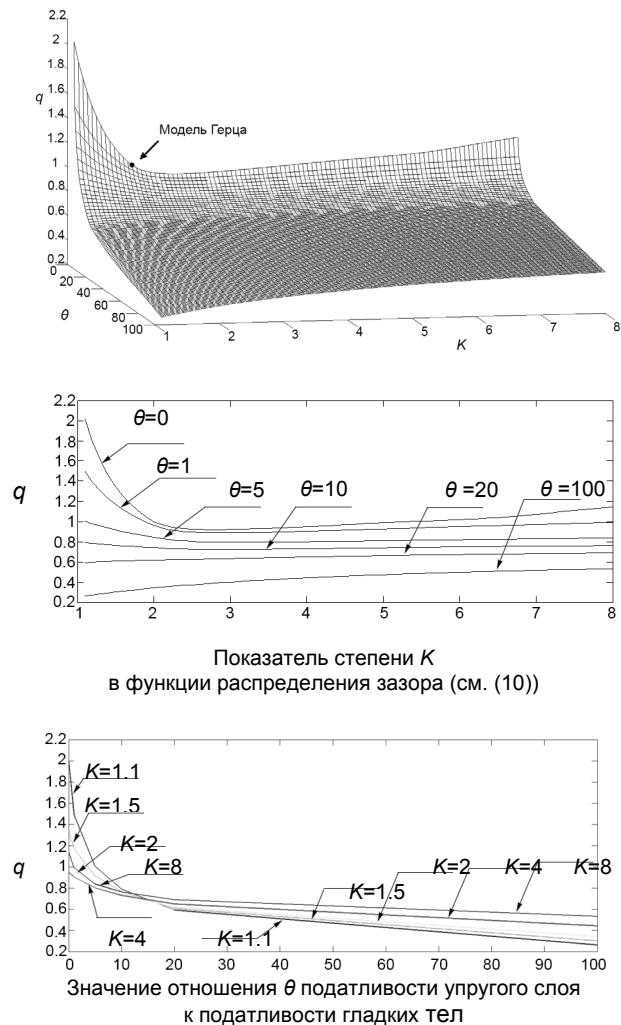
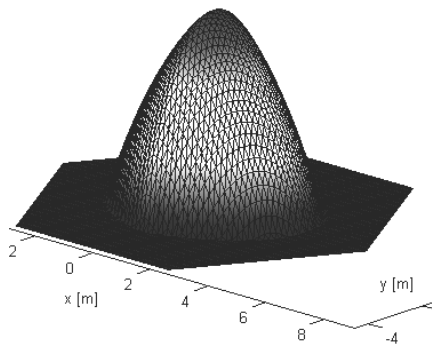


Рис. 4 – Зависимость максимальных контактных давлений p_{max} отнесенных к таковым для задачи Герца ($\theta=0$, $K=2$), (т.е. параметра q , см. (15)) от параметров K и θ

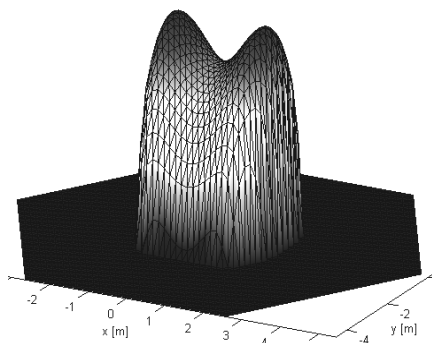
2. С целью установления влияния формы поверхностей тел в контакте и диктуемого ими распределения зазора $h(x,y)$ в сопряжении сложнопрофильных тел, а также податливости λ

винклера слоя, моделирующего упругие свойства, которые порождаются наличием шероховатости поверхности контактирующих тел, для частных случаев разработан механизм задания модели распределения первоначального зазора путем назначения показателей степенных функций (в данном случае – описывают распределение зазора), характерных размеров площадок, покрывающих пятно контакта, а также податливости упругого слоя при помощи набора безразмерных параметров $\alpha, \beta, \varphi, \gamma$. В пространстве этих параметров в пределах некоторого гиперкуба каждая точка определяет вариант сочетаний геометрических и физико-механических свойств, отличный от задаваемых иной точкой. Кроме того, множество всех этих точек исчерпывает все многообразие таких вариантов (для частного случая степенного распределения зазора и линейно-упругого слоя). Это дает основание для установления однозначного соответствия между точками этого гиперкуба, с одной стороны, а с другой – получаемыми распределениями контактных давлений.

$$K=1.5 \quad L=2 \quad \theta=20$$



$$K=4 \quad L=2 \quad \theta=0$$



$$K=4 \quad L=4 \quad \theta=0$$

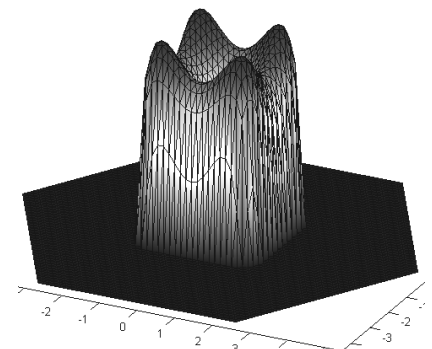


Рис. 5 – Картины распределения контактных давлений при различных параметрах (K, L (см. (10)) и θ (см. (16)))

С точки зрения обезразмеривания характеристик этих получаемых результирующих распределений давлений можно ввести новые параметры $\tilde{\tau}, \tilde{q}$, которые изменяются в конечных пределах. В результате, если пополнить пространство ($\alpha \times \beta \times \varphi \times \gamma$) размерностями ($\tilde{\tau} \times \tilde{q}$), то в пределах гиперкуба со сторонами $\pi/2$ (уже в этом шестимерном пространстве) станет возможным построить (путем решения множества задач численным методом граничных элементов, реализованным в виде специализированного программного кода) некоторое многообразие (гиперповерхность), характеризующее реакцию контактных давлений на варьирование формы контактирующих поверхностей сложнопрофильных тел и свойств упругой прослойки между ними. Любое сечение одной или несколькими координатными плоскостями этого гиперкуба даст частичную гиперповерхность (вплоть до визуализируемых поверхностей или линий в 3D или 2D случаях). Кроме того, состав множества варьируемых параметров и вычисляемых характеристик можно изменять, следуя предложенной в данной работе логике.

3. Установлены характерные тенденции влияния варьируемых параметров на распределение контактных давлений и контактных площадок при невысоких уровнях параметров податливости промежуточного упругого слоя. Так, для случаев, когда распределение зазора между контактирующими сложнопрофильными телами вращения представляется в виде степенной функции со степенью, большей двух, максимальные контактные давления вначале уменьшаются, а затем – возрастают (по сравнению с «герцевским» распределением, для которого эти степени равны 2). Для случая тех же степеней, но меньше 2 – ситуация иная: с ростом степени от единицы до двух давления уменьшаются. При этом с удалением от «герцевского» распределения зазора (т.е. параболоида) данные тенденции в целом усиливаются по мере роста/уменьшения показателей степени. Если рассмотреть влияние податливости слоя, моделирующего шероховатость, то с ее увеличением площадка контактирования растет, максимальные контактные давления – уменьшаются, а вид получаемого распределения изменяется, например, от первоначального «герцевского» (т.е. эллипсоида) до близкого к параболоиду (т.е. к «перевернутой») поверхности распределения зазора), трансформируясь непрерывно.

Такой же по характеру эффект – и для профилей зазора, отличных от параболоида. С другой стороны, для случая очень больших величин податливости промежуточного упругого слоя с ростом показателя степенной функции, описывающей зазор, максимальные контактные давления возрастают во всем диапазоне его варьирования. Кроме того, существует некоторый уровень величины податливости упругого слоя, при котором максимальное контактное давление практически не зависит от показателя степенной функции,

описывающей зазор.

4. Получаемые распределения контактных давлений при неучете шероховатости (т.е. контакт гладких тел) и при задании степенных распределений зазора по координатам (или по удалению от центральной точки) с показателями степени $K > 2$, $L > 2$ имеют в центральной точке локальный минимум. Это хорошо согласуется с известными, в т.ч. получаемыми аналитически, результатами [5, 8, 12, 14]. При введении между контактирующими телами упругого слоя распределение контактных давлений между максимумами, достигаемыми на некотором удалении от центральной точки, выравнивается, а при дальнейшем росте податливости глобальный максимум практически сравнивается с локальным минимумом, хотя при любом конечном λ локальный минимум в центральной точке сохраняется. Это отличается от предельного случая распределения контактного давления между абсолютно жестким телом и упругим слоем, когда в центральной точке наблюдается глобальный максимум.

5. Для случая $K \in]1; 2]$, $L > 2$ (или наоборот) распределение контактного давления характеризуется наличием седловой центральной точки.

6. Распределение контактных давлений при задании зазора в виде степенных функций от x , y с показателями степени $1 < K < 2$, $1 < L < 2$ (то же – от $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ в осесимметричном случае) приводит к формированию более резко выраженного максимума в центральной точке, чем для «герцевского» распределения. При этом введение упругого слоя между контактирующими телами снижает уровень максимума и сглаживает его характер.

7. Для случая распределения зазора между гладкими телами в виде степенных функции с произвольными показателями степени получаемая картина распределения контактных давлений характеризуется своеобразным соединением распределений. При этом в центральной зоне наблюдается либо максимум, либо седловая точка и т.п. Все зависит от соотношений степеней K , L и других параметров (a, b, U, V , см. (10)). Однако введение упругого слоя размывает получаемую волнистую картину распределения контактного давления, а при превалировании свойств податливости контактного слоя над податливостью гладких тел получаемое распределение контактных давлений стремится к характерному для модели «пружинный матрац» [5], т.е., как указывалось выше в п.3, повторяющему в «перевернутом» виде распределение первоначальных зазоров (в ненагруженном состоянии) между телами.

Вывод. В заключение можно констатировать, что и податливость упругого слоя, имитирующего свойства шероховатости контактирующих поверхностей, и вид распределения первоначального зазора между контактирующими телами достаточно сильно влияют и на характер распределения контактных давлений, и на их количественные характеристики. Это значит, что путем варьирования

данных параметров контактными давлениями можно управлять, а также подтверждается возможность постановки и решения задачи геометрического синтеза таких распределений зазоров и определения таких податливостей промежуточного слоя, которые удовлетворяют тому или иному сформированному критерию, сформулированному относительно контактных давлений, компонент напряженно-деформированного состояния взаимодействующих тел, величины сближения тел и т.п. Это, в свою очередь, предоставляет возможность решения задач параметрического синтеза, восстановления геометрической формы поверхностей контактирующих тел или комбинированной задачи оптимизации. Решение данных задач является направлением дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Ткачук Н. Н., Мовшович И. Я., Ткачук Н. А., Скрипченко Н. Б., Литвиненко А. В. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 3 – С. 3-10. 2. Ткачук Н. Н., Мовшович И. Я., Ткачук Н. А., Скрипченко Н. Б., Литвиненко А. В. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 4 – С. 3-8. 3. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с. 4. Демкин Н. Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228 с. 5. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 6. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 7. Simo J. C. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems // J. C. Simo, P. Wriggers, R. L. Taylor // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1985. – Vol. 50. – P.163-180. 8. Галин Л. А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 303 с. 9. Александров В. М., Чебаков М. И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Физматлит, 2004. – 304 с. 10. Vollebregt E. A. H. 100-Fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT". // In W. Zhang, editor, Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Chengdu, P.R. China – 2012. 11. www.mathworks.com. 12. Штаерман М. Я. Контактная задача теории упругости. – Л.: Гостехиздат, 1949. – 270. 13. Штаерман М. Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел. – Докл. АН СССР, 1939, т. 25, № 5, с. 360-362. 14. Попов Г. Я. Контактные задачи для линейно-деформируемого основания / Г. Я. Попов. – Киев–Одесса: Вища школа, 1982. – 168 с.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk N.N., Movshovich I. Ya., Tkachuk N. A., Skripchenko N. B., Litvinenko A. V. Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i shegohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya // KShP. OMD. – Moscow: ООО „Tiso Print“, 2014. – No 3 – P. 3-10. 2. Tkachuk N. N., Movshovich I. Ya., Tkachuk N. A., Skripchenko N. B., Litvinenko A. V. Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i shegohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya // KShP. OMD. – Moscow: ООО „Tiso Print“, 2014. – No 4 – P. 3-8. 3. Reshetov D. N., Portman V. T. Tochnost metallovezhushchih stankov. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336 p. 4. Demkin N. B. Kontaktnoye vzaimodeystviye sherohovatyih poverhnostey. – Moscow: Nauka, 1970. – 228 p. 5. Dzhonson K. Mehanika kontaktnogo vzaimodeystviya. – Moscow: Mir, 1989. – 510 p. 6. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – P. 156-171. 7. Simo J. C. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems // J. C. Simo, P. Wriggers, R. L. Taylor // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1985. – Vol. 50. – P.163-180. 8. Galin L. A. Kontaknyie zadachi teorii uprugosti i vyzkoupugosti. – Moscow: Nauka, 1980. – 303 p. 9. Aleksandrov V. M., Chebakov M. I. Analiticheskie metody v kontaknyih zadachah teorii uprugosti. – M.: Fizmatlit, 2004. – 304 p. 10. Vollebregt E. A. H. 100-Fold speed-up of the normal contact problem

and other recent developments in "CONTACT". // In W. Zhang, editor, Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Chengdu, P.R. China – 2012. **11**. www.mathworks.com. **12**. *Shtaerman M. Ya.* Kontaktnaya zadacha teorii uprugosti. – L.: Gostehizdat, 1949. – 270. **13**. *Shtaerman M. Ya.* K teorii Gertsy mestnykh deformatsiy pri szhatii uprugih tel. – Dokl. AN SSSR, 1939, t. 25, No 5, p. 360-362. **14**. *Popov G. Ya.* Kontaktnyye

zadachi dlya lineynno-deformiruemogo osnovaniya / G. Ya. Popov. – Kiev–Odessa: Vischa shkola, 1982. – 168 p.

Поступила (received) 1.09.2015 г.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Николай Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», докторант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru

Тkachuk Mykola Mykolayovych – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Скрипченко Наталья Борисовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Skripchenko Nataliia Borysivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Тkachuk Mykola Mykolayovych – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Неделько Катерина Дмитриевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент, тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Nedilko Katerina Dmitrievna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student, tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

УДК.629.1

С.Е. ТОКАРЬ, В.В. ДУДКО, В.А. КУЗЬМИНСКИЙ, А.Н. КАТОРГИН, А.А. СЕРГИЕНКО**АНАЛИЗ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАРТЕРА ПРИ ПУСКАХ ДВИГАТЕЛЯ ЗТД-3А**

Определено распределение механической мощности электростартера при пуске между двигателем, входным редуктором с АКП и редуктором приводов с подключенными к нему штатными агрегатами.

Ключевые слова: электростартер, боевая бронированная машина, двигатель ЗТД-3А.

Введение. При проектировании новых боевых бронированных машин (ББМ) или модернизации существующих необходимо правильно подобрать силовую установку, обеспечивающую высокую мобильность и подвижность ББМ.

В современной ББМ мощность силовой установки расходуется не только на приведение ее в движение, а также на работу вспомогательных агрегатов и узлов моторно-трансмиссионного отделения. Эти вспомогательные механизмы (насосы, компрессоры, редукторы и т.п.), установленные на двигателе, увеличивают момент сопротивления вращению коленвала двигателя, тем самым затрудняя его пуск. Поэтому на начальных этапах проектирования необходимо знать и учитывать механические потери приводных механизмов и узлов, участвующих при пуске двигателя.

В данной статье рассмотрены пусковые свойства электростартера двигателя ЗТД-3А в составе моторно-трансмиссионной установки бронетранспортера БТР-4Е, приведена методика испытаний и расчет затрат мощности при прокрутках стартером 2501.3708-21 (ТУ 37.003.1059-81).

Цель и постановка задачи. Определение потребляемой электрической и механической мощности, затрачиваемых при прокрутках двигателя ЗТД-3А стартером 2501.3708-21 на вращение коленвалов двигателя с присоединенным к нему входным редуктором с автоматической коробкой передач (АКП) и редуктором приводов, а также без них.

Основная часть. Определение электрической и механической мощностей при прокрутках электростартером двигателя ЗТД-3А осуществлялось при следующих вариантах подключения агрегатов моторно-трансмиссионной установки (МТУ):

- штатный вариант МТУ;
- МТУ с отсоединенным от двигателя входным редуктором с АКП;
- МТУ с отсоединенным от двигателя входным редуктором с АКП и редуктором приводов;
- МТУ с отсоединенным от двигателя редуктором приводов.

Перед проведением прокруток электростартером проводилось включение МЗН прокачки и в системе смазки двигателя создавалось давление не менее 0,5 кгс/см². Прокрутки осуществлялись без подачи топлива. Среднее время прокрутки стартером составляло 10 секунд.

Питание электростартера двигателя ЗТД-3А при прокрутках осуществлялось:

- от двух аккумуляторных батарей (АБ) 12СТ-85;
- от двух аккумуляторных батарей (АБ) 12СТ-85 с подключенным зарядным устройством;

Для определения потребляемой электрической и механической мощности измерялись следующие параметры:

$n_{об}$ - частота вращения коленвалов двигателя, (мин⁻¹);

U_{AB} - напряжение аккумулятора, (В);

$U_{СТ}$ - напряжение на клеммах стартера, (В);

$I_{СТ}$ - ток в цепи стартера, (А);

$P_{СТ}$ - потребляемая электрическая мощность на клеммах стартера определялась по формуле:

$$P_{СТ} = \frac{U_{СТ} \cdot I_{СТ}}{1000}, \text{ (кВт)}; \quad (1)$$

$P_{МЕХ}$ - механическая мощность определялась по формуле:

$$P_{МЕХ} = \frac{M_n \cdot n}{973,76}, \text{ (кВт)}; \quad (2)$$

где M_n – крутящий момент на валу стартера, который определялся из графика, приведенного на рисунке, кг·м;

n – частота вращения вала электростартера, мин⁻¹.

Измерения осуществлялись с помощью модульной системы сбора данных LTR-EU-2, обработка результатов измерений проводилась программным комплексом автоматизации экспериментальных и технологических установок «АСТest».

Результаты измерений при проведенных прокрутках электростартером представлены в таблице 1.

Для оценки распределения подводимой к стартеру электрической мощности по силовым агрегатам МТУ было проведено усреднение полученных значений электрической мощности $P_{ст}$ в сериях опытов при разных условиях, а также по полученным результатам, используя номинальную характеристику электростартера (рис. 1), произведен расчет реализуемой мощности на валу электростартера $P_{МЕХ}$, результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 1 – Результаты измерений при прокрутках двигателя электростартером

№ опыта	Условия проведения	$n_{об}$ мин ⁻¹	U_{AB} В	U_{CT} В	I_{CT} А	P_{CT} кВт
1	С подзарядкой штатный вариант МТУ	165	22,5	19,6	661	13,0
2		162	22,6	19,6	677	13,3
3		161	22,6	19,6	678	13,3
4	Без подзарядки штатный вариант МТУ	150	21,2	18,2	655	11,9
5		150	21,1	18,2	656	11,9
6		150	21,1	18,2	655	11,9
7	С подзарядкой без входного редуктора	178	22,6	20,0	617	12,3
8		179	22,7	20,0	622	12,4
9		176	22,7	20,0	632	12,6
10	Без подзарядки без входного редуктора	167	21,3	18,5	597	11,0
11		166	21,2	18,4	596	11,0
12		162	21,1	18,3	592	10,8
13	С подзарядкой без входного редуктора, без редуктора приводов	182	23,0	20,3	613	12,4
14		181	23,0	20,3	613	12,4
15		183	23,0	20,3	611	12,4
16	Без подзарядки, без входного редуктора, без редуктора приводов	171	21,9	19,1	583	11,1
17		174	21,8	19,1	585	11,2
18		175	21,8	19,0	580	11,0
19	С подзарядкой с входным редуктором, без редукторов приводов	171	22,8	20,1	647	13,0
20		172	22,7	20,0	655	13,1
21		172	22,7	20,1	655	13,2
22	Без подзарядки с входным редуктором, без редукторов приводов	165	21,6	18,8	617	11,6
23		166	21,7	18,9	620	11,7
24		165	21,6	18,8	617	11,6

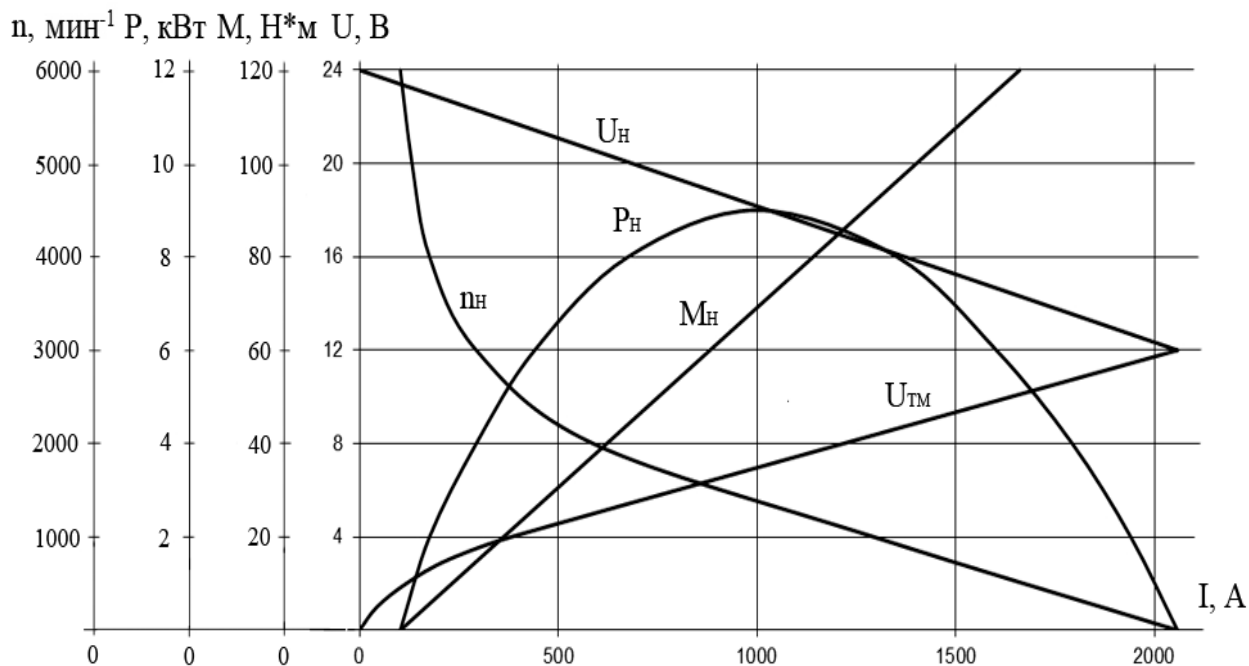


Рис. 1 – Номинальная характеристика стартера 2501.3708-21 с аккумуляторными батареями 2x6СТ-190ТР (емкость 190 А·ч)

Таблица 2 – Результаты расчета реализуемых электрической и механической мощностей на валу электростартера при разных условиях проведения испытаний.

Состав МТУ БТР-4Е	Мощность $P_{СТ}$, кВт		Мощность $P_{МЕХ}$, кВт			
	с подзарядкой	без подзарядки	с подзарядкой	n , мин ⁻¹	без подзарядки	n , мин ⁻¹
Штатный вариант	13,4	11,9	8,98	169	7,51	150
Без входного редуктора с АКП	12,4	11,0	8,74	178	7,73	165
Без входного редуктора с АКП, без редуктора приводов	12,6	11,1	8,94	185	8,97	173
Без редуктора приводов	13,1	11,6	8,91	173	8,06	165

Из данной таблицы видно, что механическая мощность практически одинакова при всех вариантах пуска двигателя: с подзарядкой - 8,7...9,0 кВт, без подзарядки – 7,5...8,1 кВт. Это объясняется тем, что механическая мощность прямо пропорциональна моменту сопротивления вращению и частоте вращения коленвала двигателя при пуске (2). Отсоединя входной редуктор с АКП и редуктор

приводов, уменьшается момент сопротивления вращению и повышается частота вращения коленвала двигателя, при этом механическая мощность остается постоянной. Поэтому оценку распределения механической мощности, затрачиваемой при каждом варианте пуска двигателя, проводили при одних и тех же частотах вращения коленвала двигателя. Результаты расчетов приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчета механической мощности на валу электростартера, приведенной к одной частоте вращения двигателя, при разных условиях проведения испытаний

Состав МТУ БТР-4Е	Механическая мощность, приведенная к средним частотам вращения коленвалов двигателя $P_{МЕХ}$, кВт	
	с подзарядкой $n_{ср} = 173$ мин ⁻¹	без подзарядки $n_{ср} = 162$ мин ⁻¹
Штатный вариант	9,17	8,48
Без входного редуктора с АКП	8,51	8,13
Без входного редуктора с АКП, без редуктора приводов	8,32	7,95
Без редуктора приводов	8,91	8,44

Входной редуктор с АКП при прокрутках потребляет 0,49..0,57 кВт механической мощности, редуктор приводов - 0,18...0,19 кВт.

Для проверки полученных результатов входной редуктор с АКП и редуктор приводов поочередно подключались к динамометрической машине, на которой измерялись их моменты сопротивления вращению при пусковых частотах коленвала

двигателя. Подключение входного редуктора с АКП и редуктора приводов на стенде проводилось согласно со штатной схемой установки на изделие, с подключением всех вспомогательных систем и агрегатов. Результаты испытаний приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты измерений моментов сопротивлений вращению входного редуктора с АКП и редуктора приводов на динамометрической машине

$n_{дв}$, мин ⁻¹	Входной редуктор с АКП		Редуктор приводов	
	$M_{сопр}$, Н·м	P , кВт	$M_{сопр}$, Н·м	P , кВт
150	28	0,44	10	0,16
180	33	0,62	11	0,21
200	36	0,75	12	0,25
250	44	1,15	13	0,35
300	52	1,63	14	0,44

Входной редуктор с АКП при прокрутках на динамометрической машине потребляет 0,44..0,62 кВт механической мощности, редуктор приводов - 0,16...0,21 кВт.

Таким образом, рассчитанная механическая мощность входного редуктора с АКП и редуктора приводов с использованием пусковой характеристики

электростартера совпадает с измеренной механической мощностью этих узлов на динамометрической машине.

В таблице 5 приведены механические потери силовой установки, входного редуктора с АКП и редуктора приводов в процентном отношении.

Таблица 5 – Процентное отношение механических потерь силовой установки, входного редуктора с АКП и редуктора приводов при пуске.

	Процентное отношение механических потерь, %	
	с подзарядкой	без подзарядки
Силовая установка	91,4	92,3
Входной редуктор с АКП	6,5	5,7
Редуктора приводов	2,1	2,0

По методике расчета механической мощности с использованием номинальной характеристики электростартера можно определить механические потери других элементов и узлов в трансмиссии. Применение данной методики позволяет снизить трудоемкость и себестоимость выполнения работ, кроме того не нужно использовать специальные динамометрические машины для определения механических потерь, а также демонтировать узлы и агрегаты с изделия.

Выводы.

Механические потери входного редуктора с АКП и редуктора

приводов, измеренные двумя методами при пусковых оборотах двигателя составили:

- используя пусковую характеристику электростартера - 0,49..0,59 кВт и 0,18...0,19 кВт соответственно;

- на динамометрической машине - 0,44...0,62 кВт и 0,16...0,21 кВт соответственно.

2. Затраты мощности электростартера на прокрутку двигателя, входного редуктора с АКП и

редуктора приводов составляют 92%, 6% и 2% соответственно.

3. Предложенная методика определения механической мощности с

использованием номинальной характеристики электростартера позволяет определять механические потери агрегатов и узлов, участвующих при пуске силовой установки, а также других элементов трансмиссии, без снятия их с изделия и проверки на специальных динамометрических машинах.

Список литературы: 1. Н.К. Рязанцев. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. – Харьков:ХДПУ,1996.-388с. 2. Технические характеристики стартера 2501.3708-21 (ТУ 37.003.1059-81)

Bibliography (transliterated): 1. N.K. Ryazanzcev. Konstrukciya forsirovanyh dvigatelei nazemnyh transportnyh machin. – Kharkov: KhDPU,1996.-388p. 2. Tehnicheskie harakteristiki startera 2501.3708-21 (TU 37.003.1059-81).

Поступила (received) 25.08.2015

УДК 621.43.016

О. В. ТРИНЬОВ, В. Г. ПАНЧОШНИЙ**ПЕРСПЕКТИВИ ПОЛІПШЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЛОКАЛЬНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ**

В роботі наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля в умовах локального багатоконтурного охолодження деталей клапанного вузла. Проведена розрахункова оцінка ефективності застосування окремих варіантів — контурів охолодження з урахуванням зниження температури клапана і оцінки енергетичних витрат по двигуну. Математична модель передбачає використання методу скінченних елементів (МСЕ).

Ключові слова: випускний клапанний вузол, локальне охолодження, теплонапружений стан, енергетичні витрати, порівняльний аналіз.

Вступ. Поліпшення теплонапруженого стану (ТНС) випускних клапанів, що особливо важливо для високофорсованих термічно і механічно навантажених ДВЗ досягається в більшості таких конструкцій шляхом зменшення температури деталі і температурних градієнтів. Важливим є комплексний підхід при вирішенні поставленої задачі, який практично можна реалізувати шляхом автоматичного підтримання, регулювання заданих температур не лише випускного клапана, а також і контактуючих з ним деталей клапанного вузла (сідло, напрямна втулка).

Надійна робота найбільш теплонапружених деталей камери згорання автотракторного дизеля, які й визначають його моторесурс у поєднанні з високою паливною економічністю, залишаються і на сьогоднішній день основними показниками перспективності конструкції ДВЗ.

Тепловий стан клапанного вузла є визначальним фактором, який впливає на надійну роботу вузла в умовах експлуатації, на його моторесурс. Ефективним засобом підвищення надійності вузла, як показали розрахункові і експериментальні дослідження, проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» може стати локальне повітряне охолодження (ЛПО) як окремих деталей, так і вузла в цілому — багатоконтурне охолодження. При цьому вибір варіанта — контура охолодження або ж відключення декількох контурів залежить від рівня максимальних температур деталей в експлуатації, рівня форсування двигуна. Необхідно також проаналізувати такі чинники як енергетичні витрати двигуна на функціонування системи ЛПО, пристосованість конструкції ДВЗ, зокрема головки циліндрів, до розміщення додаткових каналів і порожнин для протікання стиснутого повітря. Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО на двигуні серійного виробництва є також обґрунтований вибір силової установки, найбільш пристосованої до розміщення ЛПО за своїми масогабаритними показниками та рівнем форсування. Проведений попередній аналіз показав, що найбільш раціональним є розміщення систем ЛПО на дизелях вантажних автомобілів з великою вантажопідйомністю. На сьогоднішній день провідними виробниками такої техніки є відомі фірми Tatra, Scania, Volvo, MAN. В більшості моделей використовується 4-х тактні дизелі

з літровою потужністю від 25 до 30 кВт/л і рівнем форсування по середньому ефективному тиску від 1,2 до 2,0 МПа. Техніка у багатьох випадках використовується в регіонах зі складними кліматичними умовами, виникають додаткові вимоги до надійної роботи [1].

Підвищення рівня надійності вимагає запровадження у виробництво, конструкцію ДВЗ додаткових заходів, які б гарантували безаварійну роботу двигуна у складних умовах експлуатації. При цьому масогабаритні показники такої техніки цілком допускають розміщення додаткових агрегатів системи ЛПО без помітного зниження економічних показників.

В дослідженні на основі проведених розрахункових досліджень проаналізована ефективність окремих варіантів ЛПО клапанного вузла. Використовується математична модель (ММ), побудована і уточнена на основі експериментальних і розрахункових досліджень ТНС деталей клапанного вузла. В проведених дослідженнях в експерименті визначалися витрати охолоджувача — стиснутого повітря, що дало змогу оцінити рівень енергетичних витрат. Попередній розрахунковий аналіз є важливим етапом для подальшого практичного запровадження варіантів ЛПО на форсованих дизелях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботі [1] наведено детальний опис експериментального дослідження, проведений на моторному стенді швидкохідного тракторного дизеля 4ЧН12/14. Результати цього дослідження дозволили виявити вплив режимних факторів на показники системи ЛПО, її ефективність, зробити оцінку енергетичних витрат.

Одним з найважливіших контрольованих параметрів системи ЛПО є тиск охолоджуючого повітря p_n . Результати експериментальних досліджень теплового стану на стаціонарних режимах з частотою обертання колінчастого вала $n = 1500$ хв⁻¹ і $n = 1800$ хв⁻¹ засвідчили високу ефективність ЛПО. Значення надлишкового тиску p_n змінювались в межах від 0,1 до 0,3 МПа, температура охолоджуючого повітря становить $t_n^o = 23 - 25$ °С. Значення температури тарілки клапана на режимах, близьких до номінального ($p_e = 0,773$ МПа — середній ефективний тиск) складало від 114 до 180 °С при значеннях надлишкового тиску $p_n = 0,1$ МПа. При

© О. В. Триньов, В. Г. Панчошний, 2015

подальшому підвищенні p_n до 0,2 і 0,3 МПа температури тарілки в контрольних точках по її зовнішній поверхні продовжують знижуватися на 60 — 80 °С, але ефект охолодження був не такий суттєвий, як при переході від неохолоджуваного варіанта до охолодженого з $p_n = 0,1$ МПа [1].

Для визначеності в розрахунках енергетичних витрат для охолодження випускного клапана, так само як і для сідла, напрямної втулки в подальших дослідженнях, за основний варіант системи ЛПО була прийнята схема з поршневым привідним повітряним компресором. Вибір саме такої схеми базувався на тому, що більшість дизелів транспортного типу укомплектовані штатними привідними компресорами, призначеними для створення надлишкового тиску в гальмівній системі. Для розрахунку потужності повітряного компресора N_k , затраченої на прокачку стисненого повітря через систему ЛПО (додаткові витрати по дизелю), в моторному експерименті визначалися витрати повітря G_n . Для розрахунку N_k була використана методика, представлена в роботі [2]. Як показали результати цих розрахунків, залежно від тиску повітря значення потужності двигуна, затраченої на привід компресора, склали: $N_{k \min} = 0,530$ кВт при $p_n = 0,1$ МПа і $N_{k \max} = 2,04$ кВт при $p_n = 0,3$ МПа. Стосовно дизеля СМД-18Н, який має на номінальному режимі ефективну витрату палива $g_e = 234$ г/(кВт·год) ($n = 1800$ хв⁻¹, $N_e = 73,6$ кВт), робота з системою ЛПО підвищить рівень витрат палива при $p_n = 0,1$ МПа на $\Delta g_e = 1,6$ г/(кВт·год), а при $p_n = 0,3$ МПа відповідно на $\Delta g_e = 6,1$ г/(кВт·год). Таким чином, з урахуванням можливих витрат потужності двигуна на створення надлишкового тиску в системі ЛПО, а також з результатів експериментальної оцінки ефекту від охолодження, найбільш раціональними значеннями тиску є значення $p_n = 0,10$ — $0,15$ МПа [1]. Саме на ці значення необхідно орієнтуватися розглядаючи контури охолодження сідла випускного клапана та напрямної втулки. В цьому зв'язку очевидно і суттєвою стає роль автоматичного включення — відключення компресора стисненого повітря в залежності від теплонапруженості режиму, тобто йдеться про розробку системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла.

В роботі [3] наведені результати експериментального дослідження температурного стану сідла випускного клапана автотракторного дизеля 4ЧН12/14 з системою ЛПО. Моторний експеримент було проведено на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». Для оцінки ефективності ЛПО в серійному сідлі на зовнішній поверхні була виконана проточка з утворенням кільцевої порожнини, до якої під тиском $p_n = 0,10$ — $0,15$ МПа підводилося стиснене повітря. Охолоджувач при цьому потрапляв через три наскрізні отвори в тілі сідла у випускний тракт. На сідлі встановлювалися три термопари у контрольних точках по його периметру. Випробування з системою ЛПО проводилися на режимах навантажувальної характеристики; частота обертання колінчастого вала становила $n = 1600$ хв⁻¹ і $n = 2000$ хв⁻¹. Експеримент

підтвердив значний розкид температур по периметру сідла як для неохолоджуваного варіанта (211 — 232 °С), та і для охолоджуваного (183 — 221 °С). Охолодження сідла в цілому, як засвідчили результати моторного експерименту, без внесення суттєвих конструктивних змін (збільшення висоти сідла, площі охолоджуваної поверхні сідла) в конструкцію головки циліндрів, може знизити температуру найбільш теплонапруженої зони — опірної фаски в середньому на 30 — 50 °С. Підсилення ефекту можливе у випадку внесення більш радикальних змін в конструкцію сідла, удосконалення геометрії повітропідвідних каналів, зокрема розробки транзитної системи циркуляції охолоджувача, без його витікань у випускний тракт [3].

В роботі [4] розглядаються і аналізуються матеріали експериментального дослідження теплообмінних процесів в спряженні випускний клапан — напрямна втулка дизеля 4ЧН12/14.

Підготовка експерименту включала дообробку серійних чавунних та бронзових (сплав БрАЖ 9-4) напрямних втулок та випускних клапанів. При цьому в напрямних втулках передбачалося встановлення трьох термодатчиків на висоті втулки, на зовнішній бічній поверхні охолоджуваних втулок, крім того, нарізався гвинтовий канал для циркуляції охолоджувача — стисненого повітря з системи ЛПО. На всіх дослідних випускних клапанах в цьому експерименті були встановлені по чотири термодатчики: три по висоті стрижня, одна — в центрі тарілки клапана. Для охолоджуваного варіанта клапана в верхній частині стрижня було виконано осевий канал діаметром 6 мм (діаметр стрижня — 11 мм), який доповнювався радіальними отворами в нижній і в верхній частині стрижня відповідно для підведення і витікання охолоджувача.

Термометрія випускних клапанів та напрямних втулок виконувалася на експлуатаційних режимах дизеля 4ЧН12/14 від холостого ходу до режиму максимального крутного моменту при $n = 1600$ хв⁻¹.

Як показали результати експерименту використання ЛПО стрижня випускного клапана (варіант охолоджуваного клапана — серійна втулка) суттєво вплинуло лише на тепловий стан самого стрижня. Так на режимі, близькому до номінального, з $p_n = 0,1$ МПа зниження температури склали від 80 до 125 °С для точок по стрижню клапана, а для точки на тарілці клапана — лише 5 — 10 °С.

Охолодження напрямної втулки при роботі з серійним клапаном на режимах з $p_n = 0,1$ МПа і максимальним навантаженням не дало помітного поліпшення теплового стану втулки (14 — 16 °С).

Максимальний ефект зі зниження температури при одночасній циркуляції охолоджувача через верхню частину стрижня клапана і по бічній поверхні напрямної втулки (одночасне підключення двох контурів) суттєво не змінився у порівнянні з охолодженням лише стрижня клапана, але при цьому зросли витрати повітря (від 6,4 м³/год до 9,2 м³/год).

Таким чином система ЛПО в такому конструктивному виконанні, як показали моторні

дослідження, не вирішує в цілому проблему поліпшення ТНС випускного клапана, головним чином його теплонапруженої частини — тарілки. В той же час досягнуте значне зниження температури стрижня клапана (80 — 125 °С) і, як наслідок, зменшення його температурного розширення може знайти практичне використання, а саме звзвити діапазон “холодних” зазорів в спряженні клапан — втулка і таким чином знизити витрати мастила на вигорання [4].

Крім практичних результатів, пов'язаних з визначенням безпосередньо в моторному експерименті ефективності ЛПО деталей клапанного вузла, проведені дослідження на основі отриманих температурних полів дали можливість уточнити ММ ТНС деталей клапанного вузла, розробити адекватні граничні умови (ГУ) задачі теплопровідності для ділянок теплообмінної поверхні вузла, охолоджуваних повітрям.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є поліпшення техніко — економічних показників форсованих автотракторних дизелів за рахунок використання ЛПО деталей клапанного вузла.

Задача дослідження в даному випадку зводиться до розрахункового порівняльного аналізу ефективності з точки зору зниження температури випускного клапана і необхідних для цього енергетичних витрат варіантів багатоконтурного ЛПО.

Основні результати дослідження. З використанням розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» скінченноелементної ММ ТНС деталей клапанного вузла [1] були проведені розрахунки теплового і напружено-деформованого стану охолоджуваного випускного клапана дизеля 4ЧН12/14.

Розглядалися і аналізувалися з урахуванням відповідних енергетичних витрат наступні варіанти (комбінації) ЛПО: *a* — базова (одноконтурна) система ЛПО випускного клапана;

б — двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла;

в — двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана;

г — триконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана, сідла та стрижня клапана.

Перед проведенням розрахунків були проаналізовані можливості конструктивної реалізації кожного з варіантів. Базовий варіант був реалізований в моторному експерименті [1] і підтвердив надійність запропонованої конструкції ЛПО. Окремо розглядалися і досліджувалися контури ЛПО сідла і стрижня клапана, які також підтвердили свою працездатність [3, 4]. для реалізації варіантів *в* і *г*, які раніше не досліджувалися в моторних експериментах, можна запропонувати, в додаток до основного контура, збільшення висоти осевого каналу в стрижні та виконання наскрізних перетічних отворів у верхній частині стрижня.

Важливим моментом при дослідженні ТНС охолоджуваного випускного клапана є задання ГУ задачі теплопровідності. Розглядається номінальний режим дизеля 4ЧН12/14, тиск охолоджуваного повітря для всіх варіантів приймаємо, як основний, $p_n = 0,1$ МПа. Для базового варіанта, крім того, проведена оцінка ефективності ЛПО при значенні тиску $p_n = 0,2$ МПа і 0,3 МПа.

Базовий варіант. Схема базового варіанту наведена на рис 1, на рис. 2 та в табл. 1 приведені відповідно ділянки теплообмінної поверхні та ГУ задачі теплопровідності 3-го роду. Температурні поля охолоджуваного клапана при $p_n = 0,1$ МПа (рис. 3) мають суттєві відмінності у порівнянні з неохолоджуваним варіантом. Відмінності проявляються як в рівнях температур, так і в характері їх розвитку. Рівень розрахункових температур на 150 — 200 °С нижче, чим для неохолоджуваних варіантів. В найбільш віддалених від проточної охолоджуваної порожнини зонах зниження температури склало 100 — 125 °С. На ділянці між вогневою поверхнею тарілки та горизонтальною ділянкою розширювальної порожнини ізотерми практично паралельні

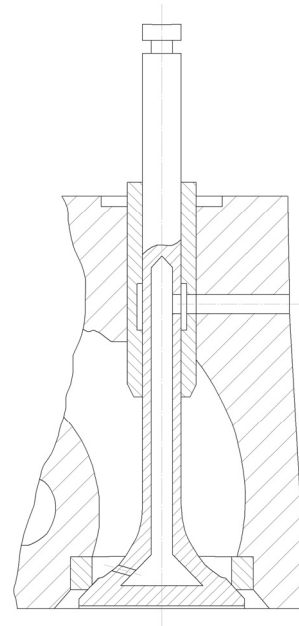


Рис. 1 - Базовий варіант ЛПО випускного клапана

горизонтальній поверхні, впродовж осевої порожнини в стрижні клапана ізотерми відхиляються

від горизонтального положення, характерного для неохолоджуваних варіантів, що можна пояснити більш інтенсивним внутрішнім тепловідведенням зі сторони охолоджуваної порожнини в порівнянні з тепловідведенням в напрямку втулки.

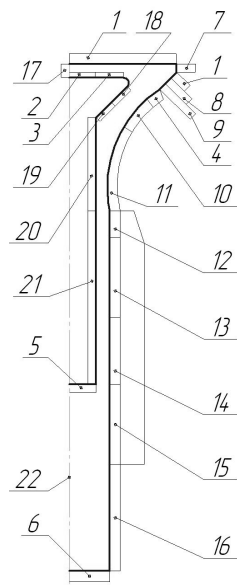


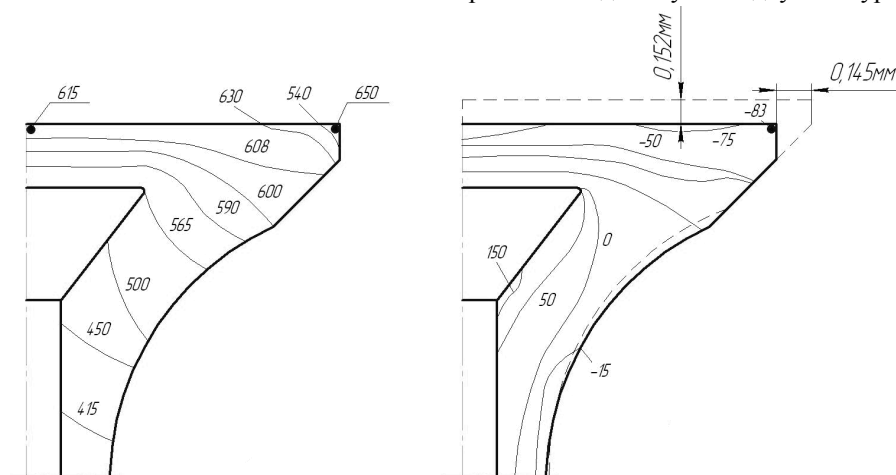
Рис. 2 - Схема задання ГУ для охолоджувача клапана

Таблиця 1 — ГУ задачі теплопровідності для охолоджувача клапана

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
α , Вт/(м ² ·К)	650	350	450	650	620	65	650	1900	650	650
t , °С	732	150	90	510	45	52	732	260	500	490
№ зони	11	12	13	14	15	16	18	19	20	21
α , Вт/(м ² ·К)	650	650	450	400	350	65	600	620	620	620
t , °С	480	400	150	140	130	60	45	45	45	45

температури серійного клапана, його тарілки різко зростають до рівня 950 — 1000 °С [1], що значно перевищує допустимий рівень температур для сталі 4Х9С2 (500 — 550 °С) і навіть для більш критичного значення $\sigma_b = 100$ МПа. Саме для двигунів з високим рівнем форсування ($p_c = 1,2 — 1,5$ МПа) передбачається запровадження систем ЛПО.

Двоконтурна система ЛПО з охолодженням клапана і сідла. Схема цієї системи ЛПО приведена на рис. 4. В даному випадку контур охолодження

Рис. 3 - ТНС охолоджувача клапана дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі ($n = 1800$ хв⁻¹, $N_e = 73,6$ кВт) з тиском охолоджувача $p_{II} = 0,1$ МПа:
а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа і деформації

Аналіз напруженого стану показує, що визначну роль відіграють колові напруження, так само, як і для неохолоджуваних клапанів. На характер розподілу та рівень напружень безумовно впливає порожнина в тілі клапана. Найбільш навантажена розтяжними напруженнями ділянка кінцевої поверхні розширювальної порожнини (50 МПа і більше). При цьому найбільші розтяжні напруження (150 — 170 МПа) спостерігаються в місцях переходу кінцевої поверхні розширювальної порожнини в циліндричну. Інтенсивність напружень в цій зоні також максимальна — 142 МПа. Для порівняння, межа міцності на розтягування при експлуатаційних температурах 450 — 500 °С в цій зоні складає $\sigma_b = 590 — 780$ МПа для матеріалу клапана — сталі 4Х9С2. При подальшому форсуванні від $p_c = 0,736$ МПа для базового варіанта до, наприклад, рівня $p_c = 1,2$ МПа

базового варіанта доповнюється контуром охолодження сідла. Повітропідвідна магістраль виконується в тілі головки циліндрів, на бічній поверхні сідла утворена кільцева порожнина. Магістраль — транзитна, без витікання охолоджуючого повітря у випускний тракт. Цей контур дозволяє використовувати охолоджувач при більш низькому значенні $p_n = 0,1$ МПа, охолоджувач при цьому не зазнає дії випускних газів, що підвищує надійність цього контуру охолодження. Для розрахунку приймаємо значення ГУ: ділянка 8 — $\alpha = 2000$ Вт/(м²·К), $t = 200$ °С; ділянка 9 — $\alpha = 2000$ Вт/(м²·К), $t = 200$ °С. Зниження температури від 260 °С до 200 °С було зафіксовано в проведених розрахунках охолоджувача сідла і відповідає результатам моторних експериментів з охолоджуваним сідлом на дизелі 4ЧН12/14 [1].

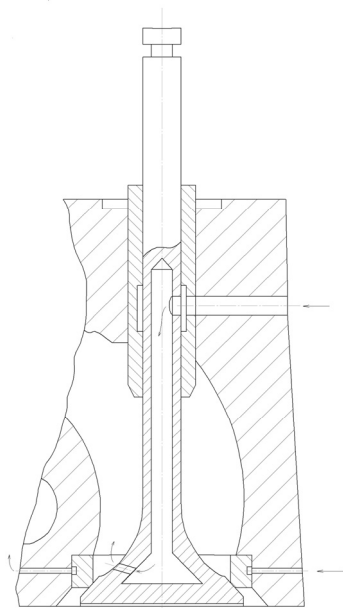


Рис. 4 - Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла

На рис. 5 приведено ТНС тарілки випусного клапана для цього варіанта ЛПО.

Введення додаткового контура охолодження і зниження температури сідла випусного клапана призводить до локального зниження температур в зоні опірної фаски клапана на 50 — 60 °С. Ефект зниження температури не має помітного розповсюдження по перетину деталі, зниження температури у більш віддалених від опірної фаски зонах не перевищують 10 — 15 °С. Використання контура охолодження сідла без охолодження клапана позначається лише на температурі опірної фаски сідла. При цьому зниження температури опірної фаски сідла за рахунок його охолодження викликає таке ж або близьке за величиною зниження температури опірної фаски клапана. Додаткове охолодження сідла не призводить також до помітних змін в розподілі термопружних,

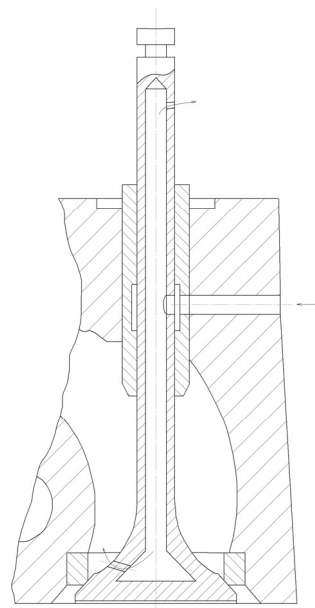


Рис. 6 - Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня

зокрема колових, напружень, спостерігається незначне, на 5 — 10 МПа, збільшення колових напружень в зоні фаски клапана. Для серійного, неохолоджуваного клапана можна запропонувати як засіб поліпшення його теплового стану, зони опірної фаски використання ЛПО сідла.

Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана. Схема такої системи ЛПО приведена на рис. 6. В даному випадку для додаткового охолодження стрижня клапана подовжено осьовий канал і у верхній його частині виконано наскрізні протічні отвори для циркуляції охолоджувача і в цій частині. Такий варіант (охолоджуваний клапан — неохолоджувана напрямна втулка) досліджувався в моторному експерименті [4] і підтвердив свою ефективність щодо зниження температури стрижня клапана. При заданні ГУ задачі

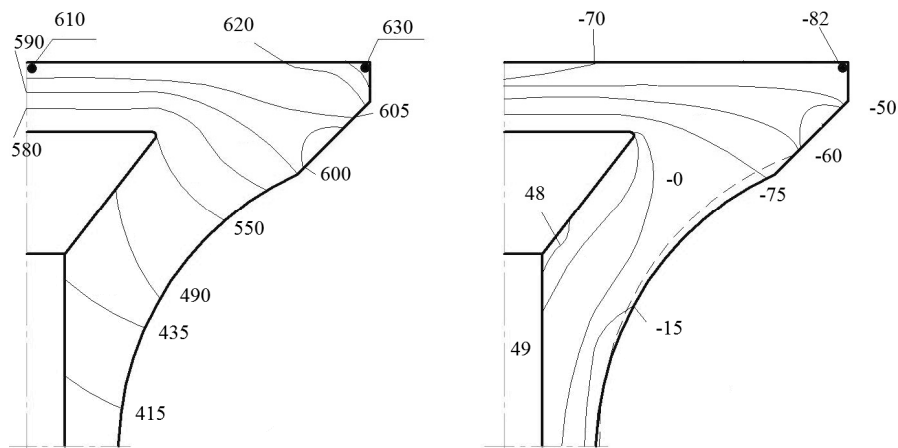


Рис. 5 - ТНС випусного клапана (варіант двоконтурної системи ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла): а — температурне поле, °С; б — колові напруження, МПа

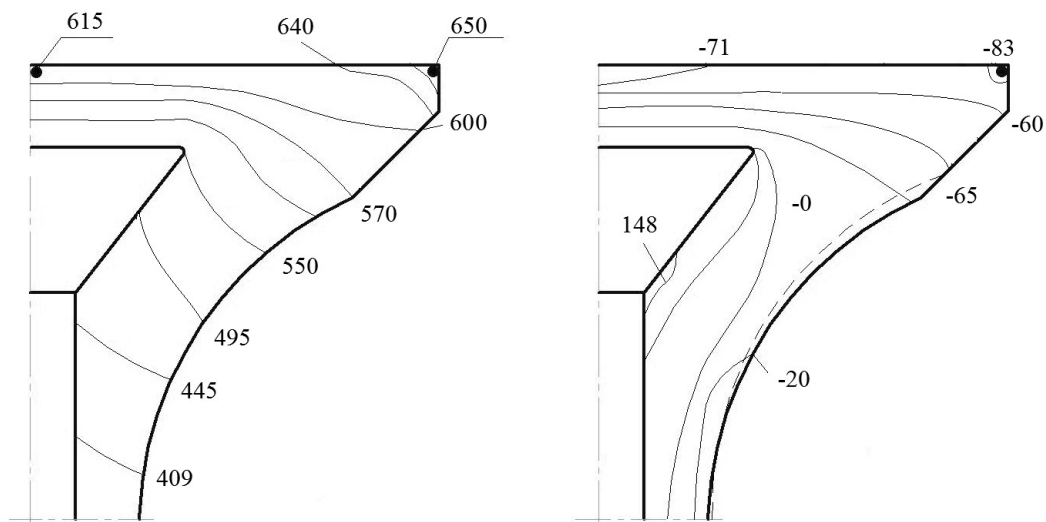


Рис. 7 - ТНС випускного клапана (варіант двоконтурної системи ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана):
а — температурне поле, °С; б — колові напруження, МПа

теплопровідності для цього розрахункового варіанта на подовженій ділянці осьового каналу в стрижні значення коефіцієнта тепловіддачі і результуючої температури відповідно склали: $\alpha = 630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $t = 30 \text{ }^\circ\text{С}$. Результати розрахунків ТНС охолодженого клапана наводяться на рис. 7.

Поліпшення охолодження стрижня клапана у його верхній частині майже не позначається на тепловідведенні від тарілки клапана. Ефект від запровадження додаткового охолодження верхньої частини стрижня значно поступається варіанту з охолодження сідла. Позитивним є подальше зменшення температур стрижня клапана по всій його висоті на $80 - 120 \text{ }^\circ\text{С}$, що і підтверджує результати експерименту [4]. Використання контура охолодження стрижня (без охолодження тарілки клапана) може мати свої позитивні наслідки з точки зору розподілу теплових потоків, посилення тепловідведення через напрямну втулку, зменшення “холодних” зазорів в спряженні клапан-напрямна втулка, зменшення витрат мастила на вигорання через це спряження.

Триконтурна система ЛПО з охолодження тарілки, стрижня клапана та сідла. Розрахункова схема ЛПО представляла собою комбінацію раніше розглянутих схем (рис. 4, рис. 6). При чому в ГУ задачі теплопровідності базового варіанта були внесені зміни, які вже аналізувались і пов'язані з проведені розрахунки ТНС випускного клапана, введення двох додаткових контурів. Як засвідчили

комбінований варіант ЛПО не вніс суттєвих змін в тепловий і напружено-деформований стан клапана, його найбільш теплонапруженої частини — тарілки, у

порівнянні з варіантом двоконтурної системи ЛПО з охолодження тарілки клапана і сідла.

Висновки. Проведений розрахунковий аналіз ТНС випускного клапана підтвердив високу ефективність ЛПО деталей клапанного вузла, можливість реалізації на практиці з використанням ЛПО автоматичного регулювання теплового стану клапана з підключенням-відключенням окремих контурів охолодження. Найбільш дієвими засобами поліпшення теплового стану тарілки клапана можуть бути повітряне охолодження самого клапана з розширювальною порожниною в тарілці та охолодження сідла випускного клапана.

Список літератури: 1. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О. В. Триньов. - Х.: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014. - 240 с. 2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория. Конструирование и основы проектирования / М. И. Френкель. - Л. - 1969. - 744 с. 3. Тринёв А. В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А. В. Тринёв, П. Ф. Гончар, А. Н. Авраменко // Вестник НТУ «ХПИ», - 2005. №1. - с. 27 — 35. 4. Тринёв А. В. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля / А. В. Тринёв, А. Ф. Минак, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2, - с. 15 — 20.

Bibliography (transliterated): 1. Trynov O. V. Naukovi osnovy lokalnoho okholodzhennia teplonapruzhenykh detalei DVZ: monohrafiia / O. V. Trynov. - Kharkov: Vyd-vo «Pidruchnyk NTU «KhPI»», 2014. - 240 p. 2. Frenkel M. Y. Porshnevye kompressory. Teoriya. Konstruirovanyie y osnovy proektirovaniia / M. Y. Frenkel. - L. - 1969. - 744 p. 3. Trynev A. V. Rezultaty eksperymentalnoho yssledovaniia teplovooho sostoiianiia sedla vypusknoho klapana v usloviakh lokalnoho okhlazhdeniia / A. V. Trynev, P. F. Honchar, A. N. Avramenko // Vestnyk NTU «KhPI», - 2005. No1. - p. 27 — 35. 4. Trynev A. V. Eksperymentalni analiz teplovooho sostoiianiia vtulky vypusknoho klapana traktornoho dyzelia / A. V. Trynev, A. F. Mynak, V. T. Kovalenko, A. N. Avramenko, S. V. Oboznyi // Dvyhately vnutrenneho shoranyiia. - 2007. - No2, - p. 15 — 20.

Надійшло (received) 24.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, тел. (096) 759-60-21.

Трунов Олександр Володимирович – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of internal combustion engines; tel.: (096) 759-60-21.

Панчошний Віктор Григорович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; тел.: (093) 528-53-42; e-mail: vitia69@gmail.com.

Panchoshnyi Viktor Hryhorovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", master; tel.: (093) 528-53-42 e-mail: vitia69@gmail.com.

УДК 629.114.2.001

ЗЬОНГ ШИ ХИЕП, Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ДВУХПОТОЧНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ**

Предлагается анализ основных типов электроприводов с точки зрения целесообразности их использования в двухпоточном электромеханическом механизме поворота гусеничной машины. Сделан вывод о том, что для указанного электропривода, работающего в жестко нестационарных, повторно-кратковременных режимах, с диапазоном скоростей от отрицательных до превышающих значение синхронной скорости, испытывающего значительные кратковременные перегрузки в сочетании с ударными перегрузками по ускорениям, связанные с движением машины по пересеченной местности, наиболее целесообразно использовать трехфазный асинхронный электродвигатель с преобразователем частоты источника питания.

Ключевые слова: электропривод, электромеханический двухпоточный механизм поворота гусеничной машины, электродвигатель.

Введение.

В предыдущих публикациях авторов [1–3] были рассмотрены вопросы определения необходимой мощности электропривода для организации поворота гусеничной машины при использовании электро-механического механизма поворота. Все расчеты были представлены на примере многоцелевого гусеничного транспортера–тягача МТ-ЛБ. Однако все предыдущие выкладки не рассматривали конкретный тип электропривода, правильный выбор которого из-за специфических условий его эксплуатации может стать ключевой задачей для получения качественного и надежного механизма поворота.

Анализ состояния вопроса и постановка задачи.

Электропривод в наземных нерельсовых транспортных машинах для привода различных исполнительных механизмов применяется давно и весьма широко. Но режимы работы электродвигателей, например, стеклоподъемников или вентилятора охлаждения существенно отличаются от режима работы электродвигателя, который стал бы основой механизма поворота гусеничной машины.

Данная публикация ставит своей задачей анализ **известных** характеристик [4–6], преимуществ и недостатков основных типов тягового электропривода, применяемого в транспортных машинах, применительно к возможности создания на его основе электромеханического двухпоточного механизма поворота гусеничной машины.

Материалы исследований.**Преимущества и недостатки электрических машин постоянного тока:**

Основным преимуществом данных двигателей, которое определяло повсеместное их использование на этапе развития электрических приводов, является легкость плавного регулирования скорости в широких пределах. Поэтому с развитием полупроводниковой промышленности и появлением относительно недорогих преобразователей частоты процент использования электродвигателей постоянного тока непрерывно уменьшается. Там, где это возможно двигатели постоянного тока заменяются приводами на основе асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором. Основные недостатки двигателя постоянного тока (невысокая надежность, сложность обслужива-

ния и эксплуатации) обусловлены наличием коллекторного узла. Кроме того, для питания двигателя необходим источник постоянного тока или тиристорный преобразователь переменного напряжения в постоянное. При всех своих недостатках двигатели постоянного тока обладают высоким пусковым моментом и большой перегрузочной способностью. Что определило их широкое использование в металлургической промышленности, станкостроении и на электротранспорте.

Механическая характеристика электродвигателя постоянного тока.

В результате взаимодействия тока якоря $I_{я}$ в проводнике обмотки якоря с внешним магнитным полем возникает электромагнитная сила, создающая электромагнитный момент M который приводит якорь во вращение с частотой n .

При вращении якоря пазовый проводник пересекает линии поля возбуждения с магнитной индукцией B и в соответствии с явлением электромагнитной индукции в проводнике наводится ЭДС $E_{я}$, направленная навстречу $I_{я}$. Поэтому эта ЭДС называется противо-ЭДС и она прямо пропорциональна магнитному потоку Φ и частоте вращения n :

$$E_{я} = C_e \cdot \phi \cdot n, \quad (1)$$

где C_e - постоянный коэффициент, определяемый конструкцией двигателя.

Применив второй закон Кирхгофа, получаем уравнение напряжения двигателя:

$$U = E_{я} + I_{я} \cdot \sum R, \quad (2)$$

где $\sum R$ – суммарное сопротивление обмотки якоря, включающее собственно сопротивление обмотки якоря, сопротивление добавочных полюсов и обмотки возбуждения (для двигателей с последовательным возбуждением);

$I_{я}$ – ток якоря.

Выразим из формулы (2) ток якоря:

$$I_{я} = \frac{U + E_{я}}{\sum R}, \quad (3)$$

Из формул (1) и (2) выведем формулу для частоты вращения якоря:

$$n = \frac{U - I_a \sum R}{c_e \phi}, \quad (4)$$

Электромагнитная мощность двигателя:

$$P_{ЭМ} = E_a I_a, \quad (5)$$

Электромагнитный момент:

$$M = \frac{P_{ЭМ}}{\omega}, \quad (6)$$

где ω – угловая скорость вращения якоря, определяемая через частоту вращения по формуле $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$.

Механические характеристики электродвигателя последовательного возбуждения

В этом двигателе обмотка возбуждения включена последовательно в цепь якоря, поэтому магнитный поток ϕ в нем зависит от тока нагрузки $I = I_a + I_e$. При небольших нагрузках магнитная система машины не насыщена и зависимость магнитного потока от тока нагрузки прямо пропорциональна, т.е. $\phi = k_\phi I_a$ (здесь k_ϕ – коэффициент пропорциональности). В этом случае электромагнитный момент (рис. 1):

$$M = C_M \phi I_a;$$

$$M = C_M k_\phi I_a I_a = C_M' I_a^2.$$

Формула частоты вращения примет вид:

$$n = \frac{U - I_a \sum r}{C_e k_\phi I_a} = \frac{U - I_a \sum r}{C_e' I_a}.$$

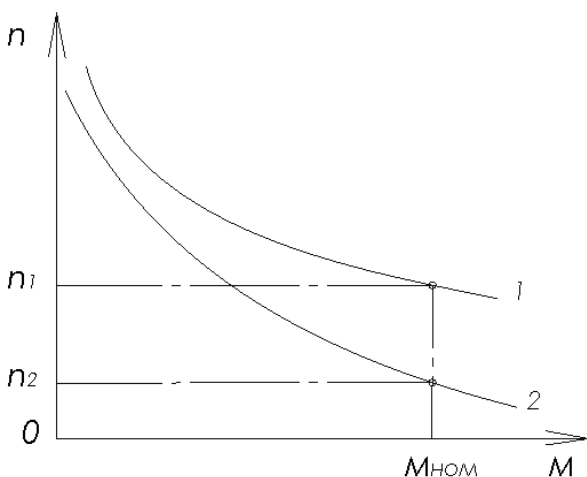


Рис. 1 – Механические характеристики двигателя последовательного возбуждения:

- 1 – естественная характеристика;
- 2 – искусственная характеристика

Резко падающие кривые механических характеристик (естественная 1 и искусственная 2)

обеспечивают двигателю последовательного возбуждения устойчивую работу при любой штатной механической нагрузке. Свойство этих двигателей развивать большой вращающий момент, пропорциональный квадрату тока нагрузки, имеет большое значение особенно в тяжелых условиях пуска и при перегрузках, так как с постепенным увеличением нагрузки двигателя мощность на его входе растет медленнее, чем вращающий момент. Эта особенность двигателей последовательного возбуждения является одной из причин их широкого применения в качестве тяговых двигателей на транспорте, а также в качестве крановых двигателей в подъемных установках, т.е. во всех случаях электропривода с тяжелыми условиями пуска и сочетания значительных нагрузок на вал двигателя с малой частотой вращения.

Механические характеристики двигателя параллельного возбуждения

Способы регулирования частоты вращения двигателей оцениваются следующими показателями: плавностью регулирования; диапазоном регулирования, определяемым отношением наибольшей частоты вращения к наименьшей; экономичностью регулирования, определяемой стоимостью регулирующей аппаратуры и потерями электроэнергии в ней.

Из (4) следует, что регулировать частоту вращения двигателя независимого возбуждения можно изменением сопротивления в цепи якоря, изменением основного магнитного потока Φ и изменением напряжения в цепи якоря (Рис. 2).

Преимущества и недостатки машины переменного тока.

Синхронные двигатели.

Основным преимуществом данных двигателей является то, что они могут работать с коэффициентом мощности $\cos(\varphi)=1$, а в режиме перевозбуждения даже отдавать реактивную мощность в сеть, что благоприятно сказывается на характеристиках сети: увеличивается ее коэффициент мощности, уменьшаются потери и падение напряжения. Кроме того, синхронные двигатели устойчивы к колебаниям сети. Максимальный момент синхронного двигателя пропорционален напряжению, при этом момент синхронного двигателя пропорционален квадрату напряжения. Следовательно, при снижении напряжения синхронный двигатель сохраняет большую перегрузочную способность, а возможность форсирования возбуждения увеличивает надежность их работы при аварийных понижениях напряжения. Большой воздушный зазор по сравнению с асинхронным двигателем и применение постоянных магнитов делает КПД синхронных двигателей выше. Их особенностью также является постоянство скорости вращения при изменении момента нагрузки на валу.

При всех достоинствах синхронного двигателя основными недостатками, ограничивающими их применение, являются сложность конструкции, наличие возбудителя, высокая цена, сложность пуска.

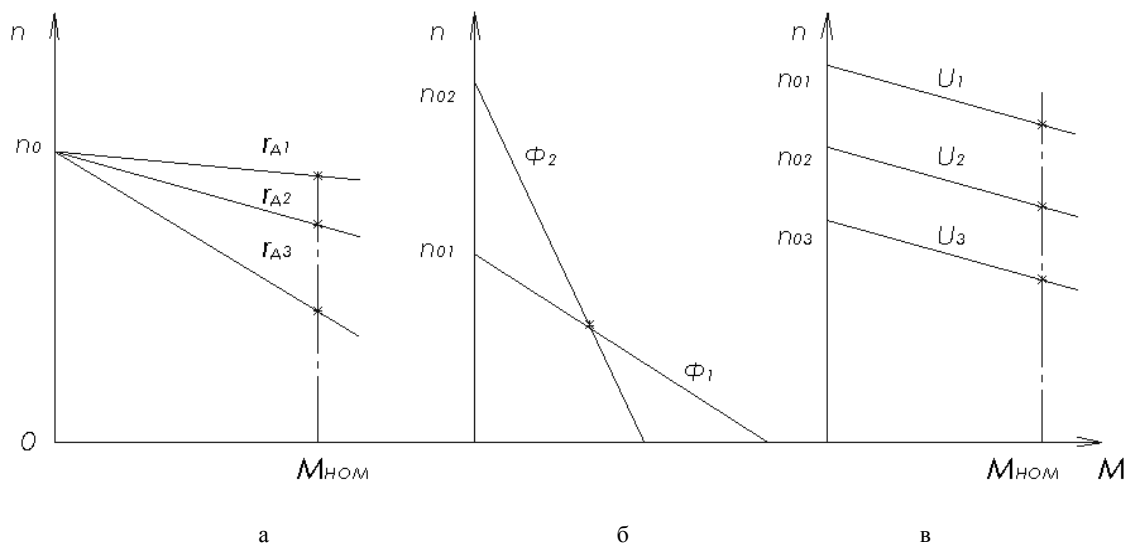


Рис. 2 – Механические характеристики двигателя параллельного возбуждения:

- a – при введении в цепь якоря добавочного сопротивления ($r_{д1} = 0, r_{д2} \neq 0, r_{д3} > r_{д2}$);
- b – при изменении основного магнитного потока ($\phi_1 > \phi_2$);
- c – при изменении напряжения в цепи якоря ($U_1 > U_2 > U_3$)

Основное применение – насосы, компрессоры, вентиляторы, двигатель-генераторные установки.

Асинхронные двигатели.

Асинхронные машины получают из обобщенной машины, когда $\omega_p \neq \omega_c$. При этом поля статора и ротора неподвижны относительно друг от друга, так как частоты токов в роторе и статоре связаны между собой соотношением $f_2 = f_1 s$, где f_1 и f_2 – соответственно частоты статора и ротора. При этом s – скольжение или относительная угловая скорость (частота вращения):

$$s = \frac{\omega_c \pm \omega_p}{\omega_c}$$

Здесь угловая скорость ω_p имеет положительный знак в генераторном и тормозном режимах, в двигательном режиме ω_p имеет отрицательный знак.

В асинхронных машинах частота вращения ротора не равна частоте вращения поля в воздушном зазоре ($\omega_p \neq \omega_c$). Механическая частота вращения ротора асинхронных машин в установившемся режиме может быть ниже и выше синхронной частоты вращения поля, при этом ротор может вращаться в сторону, противоположную вращению поля.

В зависимости от частоты вращения и направления вращения ротора по отношению к полю различают четыре режима работы асинхронных машин (рис. 3). При $0 < \omega_p < \omega_c$, имеет место двигательный режим, при $\omega_c < \omega_p < +\infty$ – генераторный режим. В этом режиме ротор вращается в ту же сторону, что и поле, но с большей частотой вращения. В тормозном режиме ротор асинхронной

машины вращается в сторону, противоположную вращению поля. Когда асинхронная машина эксплуатируется при неподвижном роторе ($\omega = 0$), имеет место трансформаторный режим работы синхронной машины.

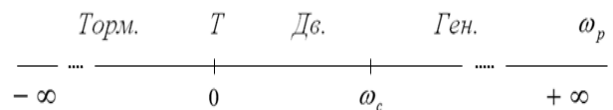


Рис. 3

Асинхронные двигатели имеют широкое применение, что, в первую очередь, обуславливается простотой в обслуживании, эксплуатации, простотой конструкции, низкой стоимостью и высокой надежностью. Что касается недостатков, то такие модели имеют малый пусковой и большой спусковой ток, чувствительны к изменениям параметров в сети, для плавного регулирования скорости необходим преобразователь частоты.

Механическая характеристика асинхронного двигателя.

Под механической характеристикой принято понимать зависимость частоты вращения ротора в функции от электромагнитного момента $n = f(M)$. Эту характеристику (рис. 4) можно получить, используя зависимость $M = f(S)$ и пересчитав частоту вращения ротора при разных значениях скольжения.

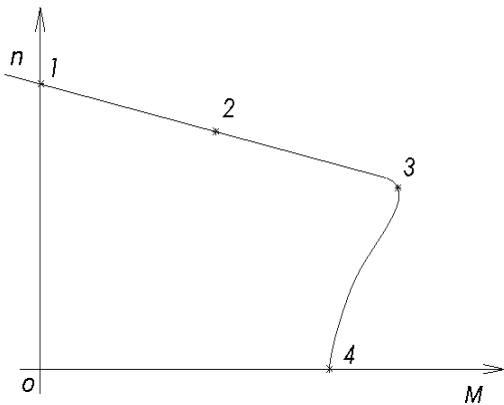


Рис. 4

Так как $S = (n_0 - n)/n_0$, откуда $n = n_0(1 - S)$.

Напомним, что $n_0 = (60f)/p$ – частота вращения магнитного поля.

Участок 1–3 соответствует устойчивой работе, участок 3–4 – неустойчивой работе. Точка 1 соответствует идеальному холостому ходу двигателя, когда $n = n_0$. Точка 2 соответствует номинальному режиму работы двигателя, ее координаты M_n и n_n . Точка 3 соответствует критическому моменту $M_{кр}$ и критической частоте вращения $n_{кр}$. Точка 4 соответствует пусковому моменту двигателя $M_{пуск}$. Механическую характеристику можно рассчитать и построить по паспортным данным.

Точка 1: $n_0 = (60f)/p$, где: p – число пар полюсов машины; f – частота сети.

Точка 2 с координатами n_n и M_n . Номинальная частота вращения n_n задается в паспорте. Номинальный момент рассчитывается по формуле:

$$M_n = 9,55 \frac{P_n}{n_n} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{об/мин}} = \text{Нм} \right].$$

Здесь: P_n – номинальная мощность (мощность на валу).

Точка 3 с координатами $M_{кр}$, $n_{кр}$. Критический момент рассчитывается по формуле $M_{кр} = M_n \lambda$. Перегрузочная способность λ задается в паспорте двигателя $n_{кр} = n_0(1 - S_{кр})$, $S_{кр} = S_n(\lambda \pm \sqrt{\lambda^2 - 1})$, $S_n = (n_0 - n_n)/n_0$ – номинальное скольжение.

Точка 4 имеет координаты $n = 0$ и $M = M_{пуск}$. Пусковой момент вычисляют по формуле $M_{пуск} = M_n \lambda_{пуск}$. Здесь $\lambda_{пуск}$ – кратность пускового момента задается в паспорте.

Асинхронные двигатели имеют жесткую механическую характеристику, т.к. частота вращения ротора (участок 1–3) мало зависит от нагрузки на валу. Это одно из достоинств этих двигателей.

Регулирование частоты вращения асинхронных двигателей.

Способы регулирования частоты вращения асинхронных двигателей раскрывает соотношение:

$$n = (1 - S)n_0 = \frac{(1 - S)60f}{p}.$$

Отсюда следует, что при заданной нагрузке на валу частоту вращения ротора можно регулировать:

- изменением скольжения;
- изменением числа пар полюсов;
- изменением частоты источника питания.

Изменение скольжения.

На рис. 5 приведены механические характеристики асинхронного двигателя при разных сопротивлениях регулировочного реостата $R_3 > R_2 > R_1 = 0$

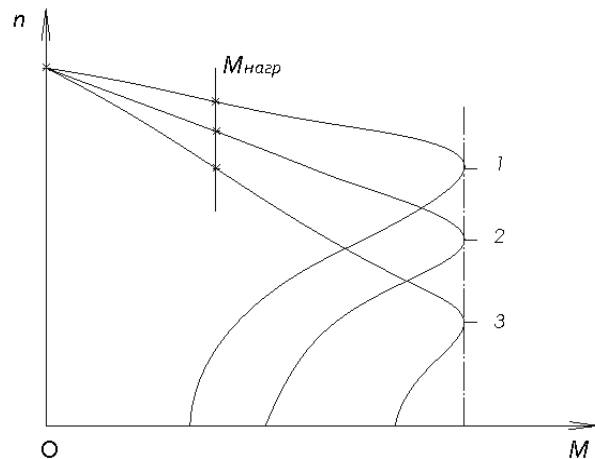


Рис. 5

Как следует из рис. 5 при этом способе можно получить большой диапазон регулирования частоты вращения в сторону понижения.

Основные недостатки этого способа:

Из-за больших потерь на регулировочном реостате снижается коэффициент полезного действия, т.е. способ неэкономичный.

Механическая характеристика асинхронного двигателя с увеличением активного сопротивления ротора становится мягче, т.е. снижается устойчивость работы двигателя.

Невозможно плавно регулировать частоту вращения.

Из-за перечисленных недостатков этот способ применяют для кратковременного снижения частоты вращения.

Изменение числа пар полюсов

Эти двигатели (многоскоростные) имеют более сложную обмотку статора, позволяющую изменять ее число пар полюсов, и короткозамкнутый ротор. При работе асинхронного двигателя необходимо, чтобы обмотки ротора и статора имели одинаковое число пар полюсов. Только короткозамкнутый ротор способен автоматически приобретать то же число пар полюсов, что и поле статора.

На рис. 6 показана схема соединения и магнитное поле статора двигателя при последовательном (б) и параллельном (а) соединении полуобмоток.

При переключении числа пар полюсов изменяется и магнитный поток в зазоре, что приводит к изменению критического момента $M_{кр}$ (рис. 7.б).

Если при изменении числа пар полюсов одновременно изменять и подведенное напряжение, то критический момент может остаться неизменным (рис. 7.а).

Поэтому при этом способе регулирования могут быть получены два вида семейства механических характеристик (рис. 7).

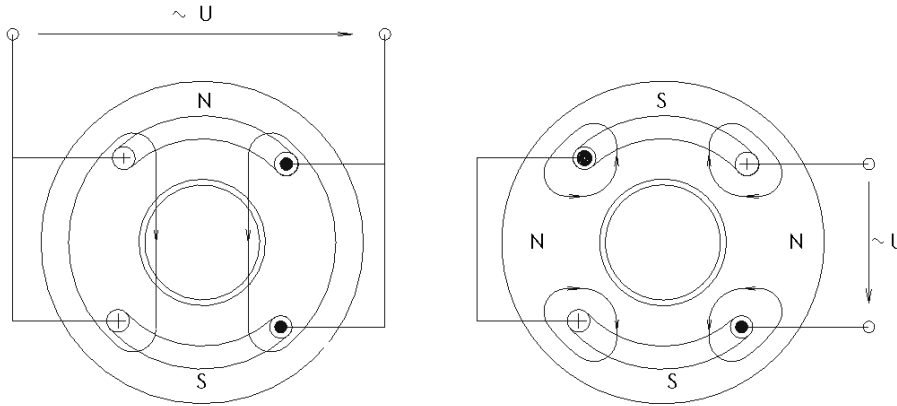


Рис. 6

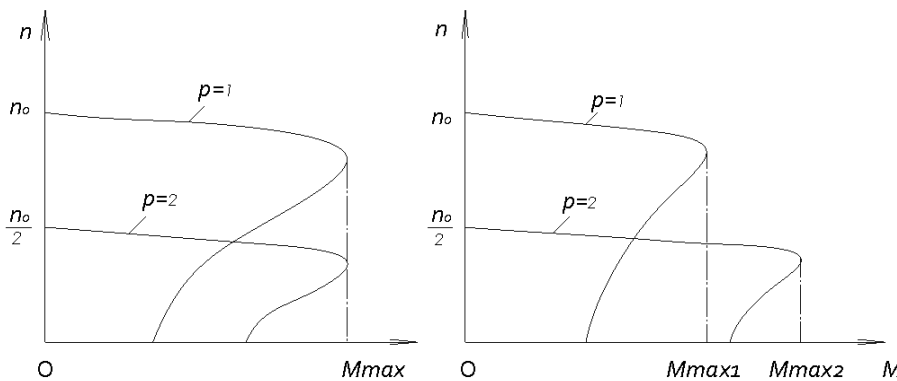


Рис. 7

Достоинства этого способа регулирования: сохранение жесткости механических характеристик, высокий КПД. Недостатки: ступенчатое регулирование, большие габариты и большая стоимость двигателя.

Изменение частоты источника питания

В качестве таких источников питания в настоящее время начали находить применение преобразователи частоты, выполняемые на мощных полупроводниковых приборах – тиристорах. Из уравнения трансформаторной ЭДС $U_1 = 4,44w_1k_1f\phi$ следует, что для сохранения неизменным магнитного потока, т.е. для сохранения перегрузочной способности двигателя, необходимо вместе с частотой изменять и действующее значение подведенного напряжения. При выполнении соотношения $U_1 / f_1 = U'_1 / f'_1$, критический момент не изменяется и получается семейство механических характеристик, представленное на рис. 8.

Достоинства этого способа: плавное регулирование, возможность повышать и понижать частоту вращения, сохранение жесткости механических характеристик, экономичность. Основной недостаток

– требуется преобразователь частоты, т.е. дополнительные капитальные вложения.

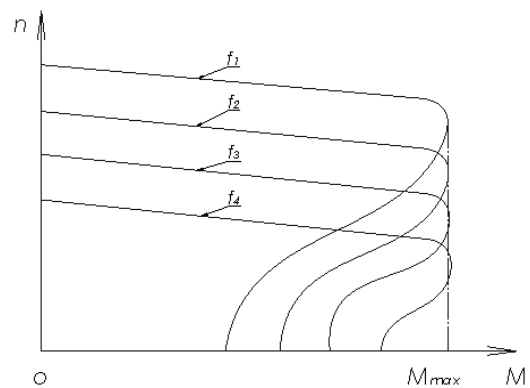


Рис. 8

Из рассмотренных типов электродвигателей за основу для дальнейшей разработки электро-механического привода механизма поворота гусеничной машины было решено выбрать трехфазный асинхронный двигатель серии АИР 132М2 с преобразователем частоты источника питания, характеристика которого представлена в табл. 1.

Таблица 1 – Основные характеристики электродвигателя

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин	Номинальная частота вращения, об/мин	Масса, кг	Кратность			КПД, %	cosφ	Число пар полюсов
				Пускового тока, I _п /I _н	Пускового момента, M _п /M _н	Максимального момента, M _{max} /M _н			
11	3000	2895	54	7.2	2.8	3.5	88	0,9	1

Номинальное скольжение находим, зная номинальную частоту вращения:

$$n_n = \frac{(1-S)60 \cdot f}{p} = (1-S_n)n_0$$

Тогда
$$S_n = 1 - \frac{n_n}{n_0} = 1 - \frac{2895}{3000} = 0.035$$

Номинальный вращающий момент:

$$M_n = 9,55 \frac{P_n}{n_n} = 9,55 \frac{11000}{2895} = 36 \text{ Нм.}$$

Максимальный вращающий момент:

$$M_{max} = 3.5 \cdot M_n = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ Нм.}$$

Номинальная мощность, потребляемая из сети:

$$P_1 = \frac{P_n}{\eta_n} = \frac{11}{0,88} = 12,5 \text{ кВт.}$$

Номинальный ток двигателя:

$$I_n = \frac{P_n}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \varphi \cdot \eta_n} = \frac{11000}{\sqrt{3} \cdot 220 \cdot 0,9 \cdot 0,88} = 36 \text{ А.}$$

Пусковой ток двигателя:

$$I_{п} = 7,2 \cdot I_n = 7,2 \cdot 36 = 274 \text{ А.}$$

Выводы.

Из проведенного в работе анализа для электропривода электромеханического механизма

поворота гусеничной машины, работающего в жестко нестационарных, повторно-кратковременных режимах, которые наряду с тяговыми режимами со скоростями от нуля до номинальных значений допускают переход в тормозной и генераторный режимы, значительные кратковременные перегрузки в сочетании с ударными перегрузками по ускорениям, связанные с движением машины по пересеченной местности, было принято решение о целесообразности использовать трехфазный асинхронный двигатель с преобразователем частоты источника питания.

Список литературы: 1. *Волонцевич Д. О.* Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / Д. О. Волонцевич, Н. Г. Медведев, Зыонг Ши Хуен // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Транспортное машиностроение. – 2014. – № 22(1065). – С. 73–83. 2. *Волонцевич Д. О.* Определение механических параметров электропривода двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / Д. О. Волонцевич, Н. Г. Медведев, Зыонг Ши Хуен // Механіка та машинобудування. – 2014. – № 1. – С. 51–57. 3. *Volontsevich D.* Research of possibility of electromechanical turning mechanism creating for tracked vehicle as first step to hybrid transmission / D. Volontsevich., Duong Sy Hiep // International journal for science, technics and innovations for the industry: Machines, Technologies, Materials. Year IX, Issue 9/2015/ – P.55–59. 4. *Копылов И. П.* Электрические машины: Учеб. Для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк.; Логос; 2000. – 607 с. 5. Тяговые электрические машины: учеб. пособие / Ю. А. Давыдов. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2006. – 116 с. 6. Домбровский В.В., Хуторецкий Г.М. Основы проектирования электрических машин переменного тока. Л., 1974. – 504 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Voloncevich D. O.* Ocenka neobhodimoy moshhnosti dvuhpotochnogo mehanizma povorota gusenichnoj mashiny / D. O. Voloncevich, N. G. Medvedev, Zyong Shi Hiep // Vestn. Har'k. politehn. in-ta. Ser.: Transportnoe mashinostroenie. – 2014. – № 22(1065). – P. 73–83. 2. *Voloncevich D. O.* Opredelenie mehanicheskikh parametrov jelektroprivoda dvuhpotochnogo mehanizma povorota gusenichnoj mashiny / D. O. Voloncevich, N. G. Medvedev, Zyong Shi Hiep // Mexanika ta mashynobuduvannya. – 2014. – No 1. – P. 51–57. 3. *Volontsevich D.* Research of possibility of electro-mechanical turning mechanism creating for tracked vehicle as first step to hybrid transmission / D. Volontsevich., Duong Sy Hiep // International journal for science, technics and innovations for the industry: Machines, Technologies, Materials. Year IX, Issue 9/2015/ – P.55–59. 4. *Kopylov I. P.* Jelektricheskie mashiny: Ucheb. Dlja vuzov. – 2-e izd., pererab. – Moscow: Vyssh. shk.; Logos; 2000. – 607 p. 5. Tjagovye jelektricheskie mashiny: ucheb. posobie / Ju. A. Davydov. – Habarovsk : Izd-vo DVGUPS, 2006. – 116 p. 6. *Dombrovskij V.V., Hutoreckij G.M.* Osnovy proektirovaniya jelektricheskih mashin peremennogo toka. – Leningrad, 1974. – 504 p.

Поступила (received) 21.08.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зыонг Ши Хуен – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант; тел.: (063) 885-88-79; e-mail: syhiep1905@gmail.com.

Duong Sy Hiep – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Phd. student; тел.: (063) 885-88-79; e-mail: syhiep1905@gmail.com.

Волонцевич Дмитрий Олегович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А. А. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Volontsevich Dmitriy Olegovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", The head of the department of information technologies and systems of wheel and track laying vehicles by A. A. Morozov; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

УДК 621.43.068.4

В.О. ХИЖНЯК, І.В. ПАРСАДАНОВ**АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ДВЗ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ВНУТРІШНЬОЦИЛІНДРОВОГО КАТАЛІЗУ**

Розглянуті основні напрямки підвищення рівня екологічності сучасних двигунів внутрішнього згорання, найбільш оптимальним та пріоритетним з яких є внутрішньоциліндровий каталіз. Проаналізовані результати досліджень впливу нанесених каталітичних покриттів в камері згорання на ефективність підвищення рівнів екологічності ДВЗ. Особлива увага приділяється пошуку оптимального хімічного складу для матеріалу каталітичного покриття, що за своїми властивостями схожі на групу благородних металів.

Ключові слова: екологічність дизеля; токсичність відпрацьованих газів; каталітичне покриття; внутрішньоциліндровий каталіз

Вступ

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) належать до основних джерел виробництва енергії. Широкого розповсюдження на різноманітних енергетичних установках, зокрема на транспорті, сільському господарстві, військовій техніці тощо отримали дизелі. Ці двигуни на відміну від бензинового двигуна є більш економічними та мають кращі екологічні показники.

Тенденція щорічного зростання кількості ДВЗ є передумовою щодо збільшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ), які в свою чергу ставлять під загрозу здоров'я людини, так і наносять шкоду навколишньому середовищу. Основні вимоги, що висувають до ДВЗ пов'язані в першу чергу з обмеженням експлуатаційної витрати палива та зниженням рівня емісії токсичних компонентів у ВГ. Саме тому виникає потреба в пошуку заходів для підвищення рівня екологічності існуючих конструкцій ДВЗ.

Досягнення високих показників економічності, екологічності ДВЗ та відповідність нормам європейського рівня є пріоритетними задачами, які стоять перед двигунобудівниками та науковцями. Вдосконалення екологічних показників ДВЗ забезпечується шляхом внесення змін в конструкції та регулювання двигунів, впровадження ефективних засобів нейтралізації та очистки ВГ від токсичних речовин, зміння характеристик традиційних палив і впровадження альтернативних палив, а також застосування внутрішньоциліндрового каталізу.

Метою даної роботи є аналіз та обґрунтування основних напрямків щодо підвищення рівня екологічності ДВЗ, шляхом застосування внутрішньоциліндрового каталізу.

На початковому етапі дослідження, здійснюються пошуки та аналіз перспективних методів, які у своєму комплексі взаємодії сприятимуть підвищенню показників економічності та екологічності ДВЗ [1].

Основними технічними рішеннями, які спрямовані на зменшення шкідливих речовин у ВГ дизелів є [2]:

- вдосконалення процесів сумішеутворення та згорання;
- оптимізація конструкції та технології виготовлення деталей та вузлів ДВЗ;
- розробка додаткових методів та пристроїв, що знижують токсичність ВГ;

- поліпшення умов експлуатації, своєчасне та якісне технічне обслуговування силових енергетичних установок з ДВЗ;

- використання альтернативних палив, добавок та присадок до них;

- рециркуляція відпрацьованих газів та застосування протисажевих фільтрів;

- впровадження електронних систем керування паливopoдачею та вибір кута випередження впорскування палива;

- додавання води в циліндри тощо.

Втілення зазначених технічних рішень, які сприяють зменшенню викидів шкідливих речовин ВГ ДВЗ, потребують внесення суттєвих змін у конструкцію, що в свою чергу зумовлює ускладнення та підвищення вартості двигуна.

Одним з перспективних напрямків по підвищенню показників екологічності ДВЗ є впровадження *внутрішньоциліндрового каталізу*. Внутрішньоциліндровий каталіз дозволяє підвищити швидкість протікання окислювально-відновлювальних реакцій під дією каталітичного шару покриття, яке наноситься на поверхню камери згорання (КЗ) поршня [3].

При каталітичному згоранні окиснення палива відбувається на поверхні твердого каталізатора при температурах – 650-1200 К. В якості матеріалу для каталітичних покриттів можуть застосовуватися групи благородних металів (Ag, Au, Pd, Pt, Ru, Os тощо), перехідні метали (Cu, Mn, Mo, Co, Fe та інші) та їх оксиди.

Результати досліджень каталітичного покриття на основі матеріалів платинової групи, що представлені у багатьох іноземних та вітчизняних виданнях, носять дещо суперечливий характер.

Разом з тим, в роботі [4] проводилися дослідження нанесеного платинового покриття на поверхні поршня. За результатами досліджень було встановлено, що час займання було дещо зміщено до ВМТ (рис. 1), емісія викидів вуглеводнів зменшилась на 5 %, викиди оксиду вуглецю – 10 %, проте концентрація у ВГ оксидів азоту збільшилася на 10 % (рис. 2), повнота згорання зросла.

В іншій роботі [5] проводилися дослідження одноциліндрового дизеля з нанесеним платиновим покриттям на поверхні камери згорання. Представлені результати свідчать про деякі зміни викидів твердих частинок (рис. 3). Поряд з цим при низьких

навантаженнях відбувається збільшення емісії вуглеводнів (рис. 4), однак зі зростанням навантаження, відбувається поступове зниження вмісту вуглеводнів. Відповідна тенденція простежується у викидах оксиду вуглецю (рис. 5). Викиди оксидів азоту (рис. 6) зменшуються на всіх режимах роботи дизеля, і сумарні показники викидів є порівняно нижчими ніж у звичайного дизеля без нанесеного покриття на поверхні камери згоряння.

$T_{ц}, K$

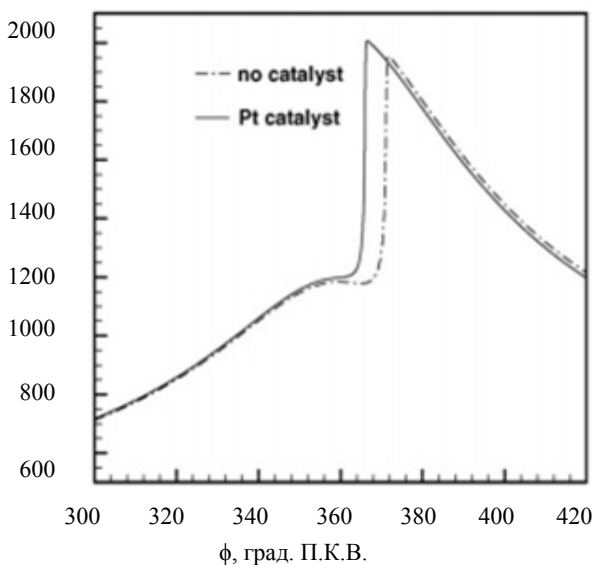


Рис. 1. Ефективність каталітичного згоряння від вибору часу займання дизеля

$\bar{K}_{шр}$

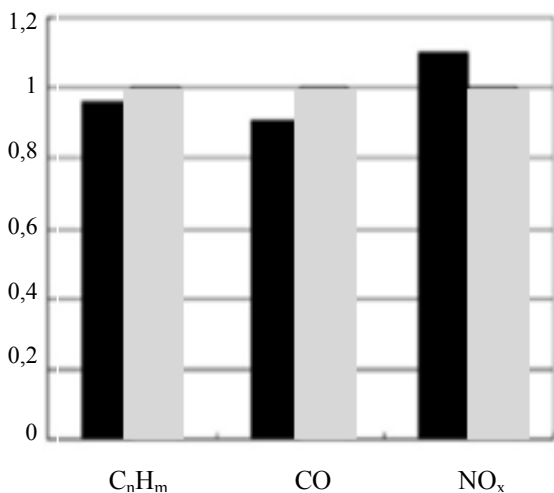


Рис. 2. Відносна зміна емісії вуглеводнів, оксиду вуглецю, оксидів азоту:

■ - поршень з платиновим (Pt) каталітичним покриттям;
 ■ - поршень без каталітичного покриття

Варто також відзначити, що головним недоліком каталітичних покриттів на основі благородних металів є їх висока вартість, яка пов'язана з їх обмеженими світовими запасами.

Саме тому постійно проводяться пошуки матеріалів, що будуть схожими за їх властивостями. В якості таких матеріалів знаходять застосування

оксиди перехідних металів (Fe, Co, Mn тощо), у тому числі шпінелі, перовскіти, гексаалюмінати тощо [6].

$K_{тц}, г/кг_{ВГ}$

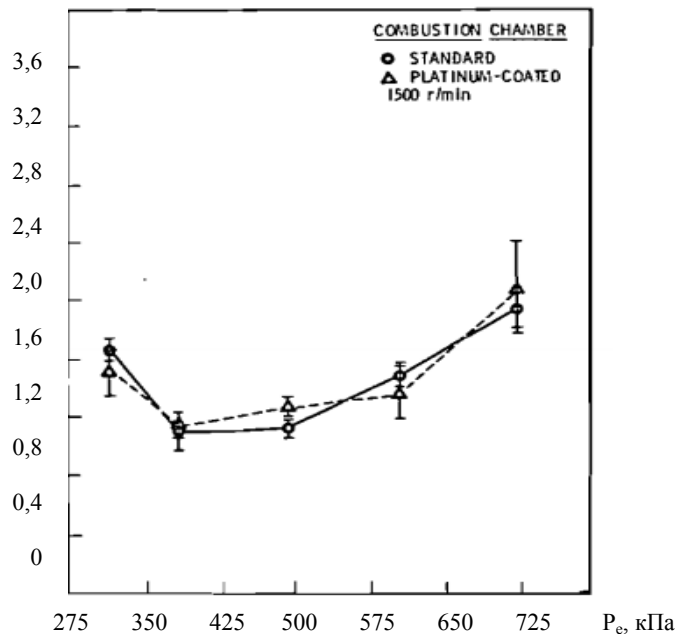


Рис. 3. Результати рівнів емісії твердих частинок у ВГ дизеля

$K_{сн}, г/кг_{ВГ}$

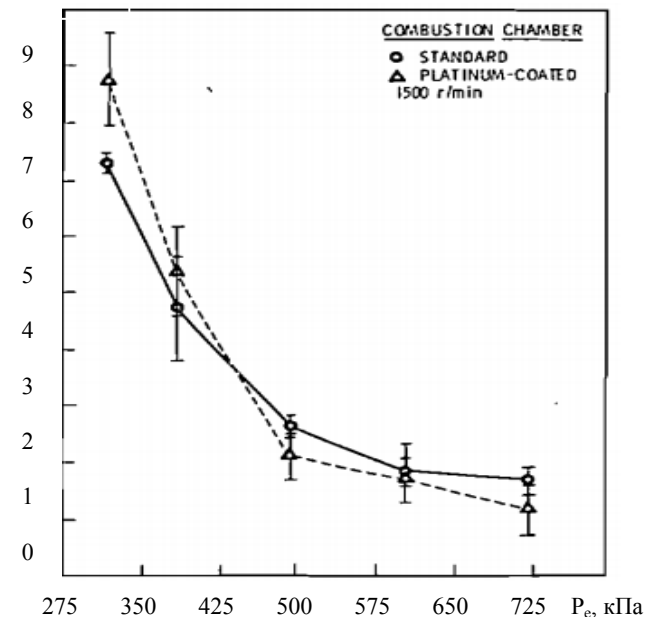


Рис. 4. Результати рівнів емісії вуглеводнів у ВГ дизеля

Так, наприклад, в роботі [7] були проведені дослідження на шестициліндровому дизелі з турбонаддувом, поршні цього двигуна були покриті каталітичним покриттям на основі $MgZrO_3$, а головки циліндрів і клапанів покривалися матеріалом на основі $CaZrO_3$. Результати досліджень показали, що скорочення витрати палива на 1-2 % було досягнуто за рахунок вибору оптимального часу впорскування палива та теплоізоляційного покриття. Емісія твердих

частинок (ТЧ) скоротилася близько 40 %, скорочення викидів оксидів азоту (NO_x) на 10 %.

K_{CO} , г/кгВГ

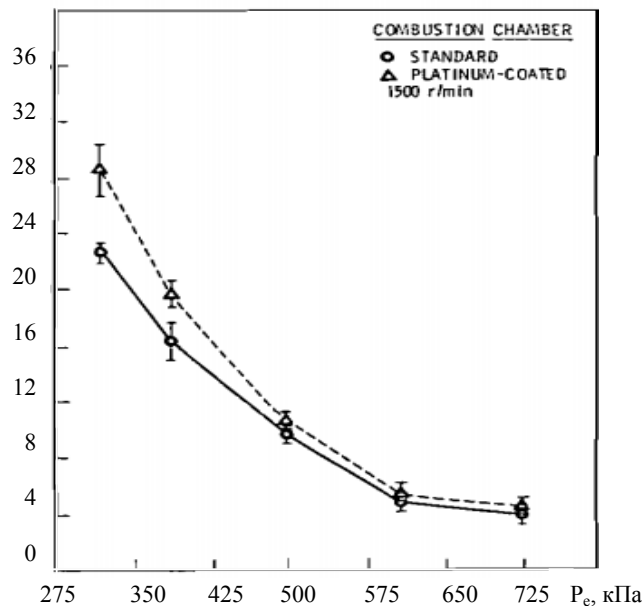


Рис. 5. Результати рівнів емісії оксиду вуглецю у ВГ дизеля

K_{NO_x} , г/кгВГ

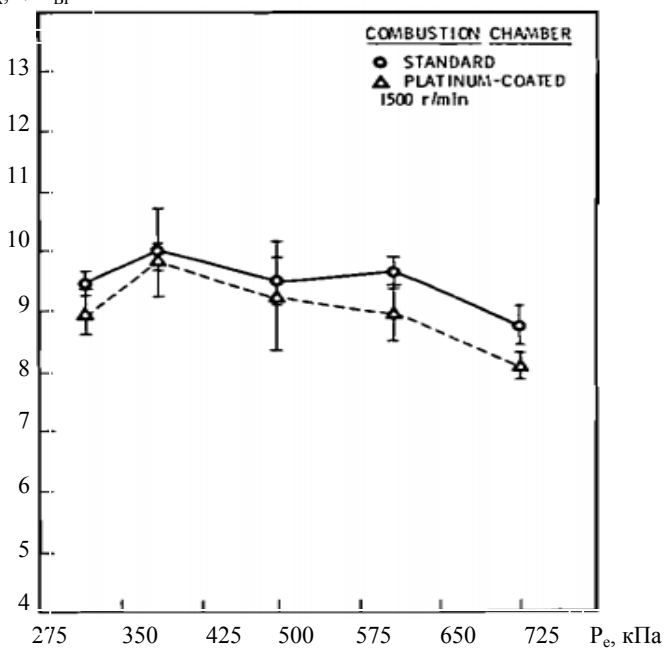


Рис. 6. Результати рівнів емісії оксидів азоту у ВГ дизеля

Автори роботи [8] проводили дослідження впливу каталітичного двошарового покриття поверхні камери згоряння: 0,15 мм NiCrAl та 0,35 мм $\text{Y}_2\text{O}_3 - \text{ZrO}_2$ на роботу дизеля з газотурбінним наддувом. Позитивні результати були отримані для варіантів каталітичного покриття № 1 (покриття головки циліндрів та клапанів) та № 2 (покриття головки циліндрів, поршневого донця та клапанів), а саме потужність двигуна з покриттями було збільшено на 2 %, ефективна питома витрата палива зменшено на 4,5-9 %. Емісія оксидів азоту зросла близько на 10 %, однак знизилась димність відпрацьованих газів

приблизно на 18 %. Викиди оксидів вуглецю для двох варіантів покриттів зменшилися на 9 % у діапазоні частоти обертання колінчастого валу між 1100 та 2000 хв^{-1} . Результати досліджень приведені на рис. 7 та 8.

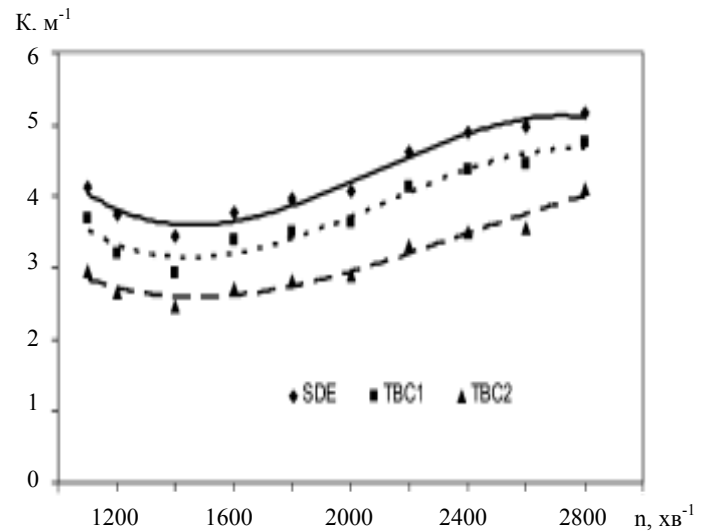


Рис. 7. Графік димності ВГ дизеля: SDE – базовий дизель; TBC₁ – дизель з каталітичним покриттям головки циліндрів та клапанів; TBC₂ – дизель з каталітичним покриттям головки циліндрів, поршневого донця та клапанів

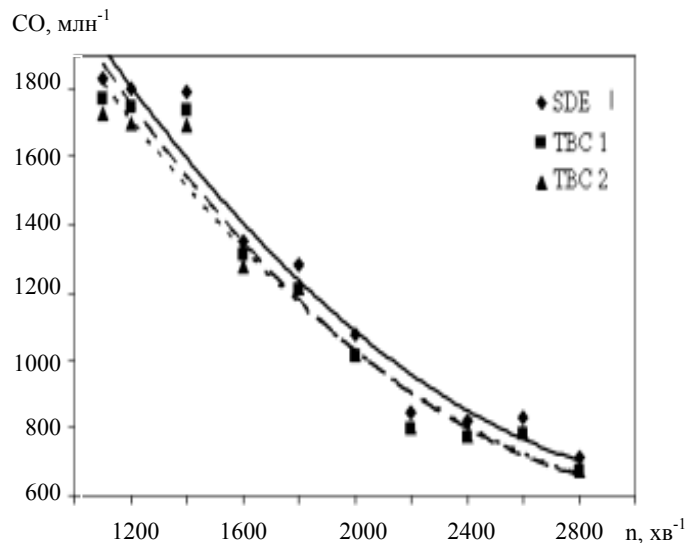


Рис. 8. Графік рівнів емісії оксидів вуглецю з ВГ дизеля: SDE – базовий дизель; TBC₁ – дизель з каталітичним покриттям головки циліндрів та клапанів; TBC₂ – дизель з каталітичним покриттям головки циліндрів, поршневого донця та клапанів

Вибір покриття з ZrO_2 та MoSi_2 , які наносилися на внутрішні поверхні камери згоряння та виступи, товщиною 0,15-0,2 мм [9], базувався на високій ефективності MoSi_2 як каталізатора дегідрування вуглеводнів в умовах КЗ при температурі вище 570 К. Результати досліджень показали, що майже в діапазоні всіх навантажень спостерігалось зниження викидів вуглеводнів (СН), оксиду вуглецю (СО), оксидів азоту NO_x та димності ВГ. Поряд з цим

відмічається, що на режимі номінального навантаження зменшується питома витрата палива на 2,1 % при одночасному зменшенні викидів NO_x на 56 %, що автори пояснюють відновлення NO воднем, який утворився в результаті реакції дегідрування.

Властивості нанесених каталітичних покриттів на основі оксидів перехідних металів на поверхні камери згорання дослідженні на кафедрі фізичної хімії НТУ «ХПІ». Результати досліджень показують, що отримані покриття володіють міцним зчепленням з основним матеріалом і не потребують додаткової обробки. Також відзначається, що каталітична активність цих покриттів є близькою до металів платинової групи [6]. В зв'язку з цією особливістю робиться висновок про те, що температура процесу запалення знизиться і відповідно, зменшаться викиди оксиду азоту з ВГ ДВЗ.

Проведений огляд результатів досліджень дає змогу зробити припущення, що застосування на поверхні камери згорання каталітичних покриттів на основі оксидів перехідних металів дозволяє підвищити та керувати швидкістю протікання процесу згорання палива в камері згорання, тим самим досягаючи ефекту зниження утворення шкідливих речовин з ВГ дизеля. Для досягнення цього ефекту виникає необхідність у розробці ефективного каталітичного покриття на основі оксидів перехідних металів, шляхом мікроплазмового оксидування, проведенні комплексу експериментальних досліджень з метою оцінювання рівня викиду з ВГ двигуна токсичних компонентів.

Висновок

Аналіз напрямків підвищення рівня екологічності сучасних ДВЗ показав, що актуальним та перспективним напрямком є внутрішньоциліндровий каталіз.

Використання каталітичних покриттів на поверхні КЗ дозволяє зменшити викиди оксиду вуглецю, вуглеводнів та утворення твердих частинок, але неоднозначно впливає на зниження емісії оксидів азоту.

Список літератури: 1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ / А. П. Марченко, І. В.

Парсаданов, Л. Л. *Товажняньський [та ін.]*; за ред. А.П. Марченка, А. Ф. Шеховцова – Х. : Прапор, 2004. – 360 с. 2. *Горбунов В.В.* Токсичність двигателів внутрішнього згорання: Учеб. пособие. / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во РУДН, 1998. – 214 с., ил. 3. *Власенко В. М.* Экологический катализ [Текст] : монография / В. М. Власенко. - К. : Наук. думка, 2010. - 238 с. 4. *Zeng W.* Numerical investigation on the application of catalytic combustion to HCCI engines / Wen Zeng, Maozhao Xie, Ming Jia // Chemical Engineering Journal – 2007 – № 127 – p. 81-93. 5. *Siegla D.C.* Heterogeneous catalysis in the Diesel Combustion Chamber / Donald C. Siegla, Steven L. Plee // Combustion Science and Technology – 1992 – № 27 – p. 99-102. 6. Формирование каталитически активных покрытий на рабочих поверхностях камер сгорания ДВС [Текст] / М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андросчук [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 2. – с. 73-76. 7. *Büyükkaya E.* Effects of thermal barrier coating on gas emissions and performance of a LHR engine with different injection timings and valve adjustments / Ekrem Büyükkaya, Tahsin Engin, Muhammet Cerit // Energy Conversion and Management – 2006 – № 47 – p. 1298-1310. 8. *Ciniviz M.* Impact of thermal barrier coating application on the performance and emissions of a turbocharged diesel engine / M. Cinviz, C. Hasimoglu, F. Sahin, [et. al.] // Automobile engineering – 2008 – № 222 – p. 2447-2455. 9. Теплоизоляционное и каталитическое воздействие керамических материалов на рабочий процесс дизеля [Текст] / И.П. Васильев, В.А. Звонов, П.Н. Гавриленко, [и др.] // Двигателестроение. – 1990. – № 9/141. – с. 3-5.

Bibliography (transliterated):

1. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. T.5. Ekologizatsiia DVZ / A. P. Marchenko, I. V. Parsadanov, L. L. Tovazhnianskiy, [ta in.]; za red. A.P. Marchenka, A.F. Shekhovtsova – Kharkiv: Prapor, 2004. – 360 p. 2. *Gorbunov V.V.* Toksichnost dvigateley vnutrennego sgoraniya: Ucheb. posobie. / V.V. Gorbunov, N.N. Patrahaltsev. – Moscow: Izd-vo RUDN, 1998. – 214 p., il. 3. *Vlasenko V. M.* Ekologicheskii kataliz [Tekst] : monografiya / V. M. Vlasenko. - Kiev : Nauk. dumka, 2010. - 238 p. 4. *Zeng W.* Numerical investigation on the application of catalytic combustion to HCCI engines / Wen Zeng, Maozhao Xie, Ming Jia // Chemical Engineering Journal – 2007 – No 127 – p. 81-93. 5. *Siegla D.C.* Heterogeneous catalysis in the Diesel Combustion Chamber / Donald C. Siegla, Steven L. Plee // Combustion Science and Technology – 1992 – No 27 – p. 99-102. 6. Formirovanie kataliticheski aktivnykh pokrytiy na rabochih poverhnostyakh kamer sgoraniya DVS [Tekst] / M.V. Ved, N.D. Sahnenko, D.S. Androschuk, [i dr.] // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2014. – No 2. – p. 73-76. 7. *Büyükkaya E.* Effects of thermal barrier coating on gas emissions and performance of a LHR engine with different injection timings and valve adjustments / Ekrem Büyükkaya, Tahsin Engin, Muhammet Cerit // Energy Conversion and Management – 2006 – No 47 – p. 1298-1310. 8. *Ciniviz M.* Impact of thermal barrier coating application on the performance and emissions of a turbocharged diesel engine / M. Cinviz, C. Hasimoglu, F. Sahin, [et. al.] // Automobile engineering – 2008 – No 222 – p. 2447-2455. 9. Teploizolyatsionnoe i kataliticheskoe vozdeystvie keramicheskikh materialov na rabochiy protsess dizelya [Tekst] / I.P. Vasilev, V.A. Zvonov, P.N. Gavrilenko, [i dr.] // Dvigatelistroenie. – 1990. – No 9/141. – p. 3-5.

Надійшла (received) 3.07.2015

Відомості про авторів

Хижняк Володимир Олександрович – аспірант, кафедра двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Leo_18@ukr.net

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, заст. зав. кафедрою двигуни внутрішнього згорання з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua

УДК 539.3

М. А. ЧУБАНЬ

АПРОКСИМАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При оптимизации машиностроительных конструкций возникает задача нахождения функции отклика, устанавливающей связь между диагностическими показателями (напряжения и перемещения, деформация, масса и т. д.) и конструктивными характеристиками, которая обычно решается методом аппроксимации. Рассмотрен метод кусочно-полиномиальной аппроксимации с использованием базисных функций Эрмита. Оценена погрешность метода. Описан и продемонстрирован использующий данный метод подход к построению моделей поверхности отклика в оптимизационных исследованиях объектов машиностроения.

Ключевые слова: аппроксимация, кубические функции Эрмита, поверхность отклика, метод конечных элементов, метод конечных разностей, машиностроительная конструкция, синтез.

Введение. Известно, что если бы можно было легко построить графическое представление поверхности отклика, процесс оптимизации был бы гораздо проще. В некоторых случаях природа взаимосвязи переменной отклика y и управляющей переменной x действительно может быть точно известна, например, базироваться на инженерных, химических или физических принципах. Тогда можно записать модель формы $y = g(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon$, где ε представляет “ошибку” в системе. Этот тип взаимосвязи часто называется механистической моделью. Но, к сожалению, на практике, например, в интересующем нас случае оптимизации машиностроительных конструкций, этот принцип непонятен, и исследователь должен аппроксимировать неизвестную функцию g с применением подходящей эмпирической модели вида $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon$ – модели поверхности отклика [1].

Аппроксимировать функцию отклика можно глобальными функциями или же локальными.

Первый вид аппроксимации может быть выполнен с помощью усеченного ряда Тейлора. При этом принимают во внимание кривизну функции отклика на интересующей области пространства независимых переменных. Полученная таким образом аппроксимирующая функция является гладкой, но менее точной, чем полученная в результате аппроксимации локальными функциями.

Что касается второго способа получения аппроксимирующей функции, он состоит в разбиении интересующих интервалов независимых переменных на некоторое число неперекрывающихся подынтервалов и полиномиальной интерполяции по значениям функции в граничных точках подынтервалов [2]. Этот способ будет детально рассмотрен в рамках данной статьи на примере аппроксимации специальными локальными функциями.

Метод решения. В качестве базисных функций предлагается выбрать эрмитовы кубические функции, рис. 1 [3]. Эти функции имеют нули второго порядка на концах. Они интерполируют значения функции и ее производной.

$$\psi(x) = (|x|-1)^2(2|x|+1); \quad \omega(x) = x(|x|-1)^2. \quad (1)$$

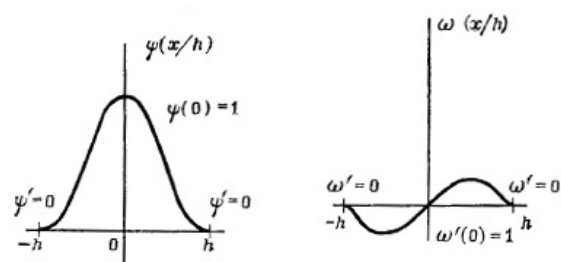


Рис. 1 – Эрмитовы кубические функции

В каждой точке $x = ih$ находится двойной узел, и кубический элемент определяется по его собственным значениям и по значениям его первых производных в обоих концах.

Таким образом, кубический полином на отрезке $[0, h]$ имеет вид:

$$v^h(x) = v_0 \psi\left(\frac{x}{h}\right) + hv'_0 \omega\left(\frac{x}{h}\right) + v_1 \psi\left(\frac{x-h}{h}\right) + hv'_1 \omega\left(\frac{x-h}{h}\right). \quad (2)$$

Исходя из этого, было составлено выражение для аппроксимации функции с двумя независимыми переменными x, y :

$$\begin{aligned} \varphi(x, y) = & \sum_{k=1}^{nx} \sum_{r=1}^{ny} f_{k,r} \cdot P1_{k,r} + \sum_{k=1}^{nx} \sum_{r=1}^{ny} \frac{df_{k,r}}{dx} \times \\ & \times P3_{k,r} \cdot h_x + \sum_{k=1}^{nx} \sum_{r=1}^{ny} \frac{df_{k,r}}{dy} \cdot P2_{k,r} \cdot h_y + \\ & + \sum_{k=1}^{nx} \sum_{r=1}^{ny} \frac{\partial f_{k,r}}{\partial x \partial y} \cdot P4_{k,r} \cdot h_x \cdot h_y, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{где } P1_{k,r} = \psi(x)_k \cdot \psi(y)_r; P2_{k,r} = \psi(x)_k \cdot \omega(y)_r;$$

$$P3_{k,r} = \omega(x)_k \cdot \psi(y)_r; P4_{k,r} = \omega(x)_k \cdot \omega(y)_r,$$

см. рис. 2;

$$h_x, h_y \text{ – шаг по осям } O_x \text{ и } O_y \text{ соответственно;}$$

n_x, n_y – количество узловых точек для переменных x, y соответственно.

Вообще, число переменных функций отклика теоретически может быть любым. Но на практике обычно рассматривают от одной до четырех переменных, а чаще всего – две-три, что дает возможность представить результаты наглядно. В случае же, когда необходимо рассмотреть более четырех варьируемых параметров, число переменных функции отклика все равно сводят к количеству от одного до четырех, выбирая наиболее важные из параметров. После анализа этой группы переменных переходят к другой и т. д. Причем, взаимосвязанные переменные следует рассматривать в одной группе.

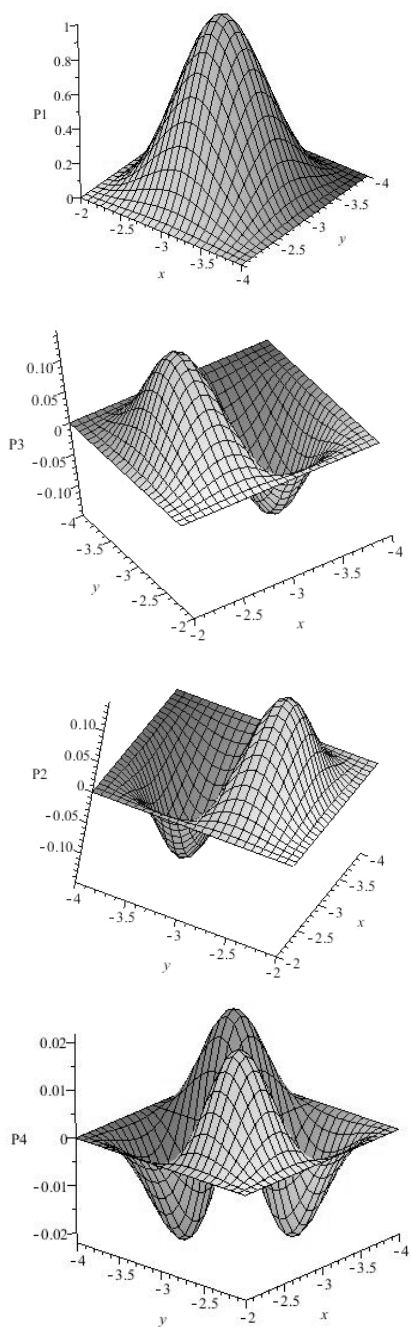


Рис. 2 – Функции, служащие для аппроксимации

Представление (3) было апробировано на ряде функций и продемонстрировало хорошее соответствие. В частности, с использованием данного представления была получена аппроксимация некоторой функции $f = x^4 + x^3 + y^2$. На рис. 3 изображены сама функция и ее аппроксимация (темным цветом) в одной системе координат.

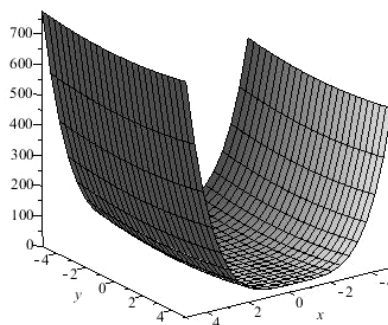


Рис. 3 – Функция и ее аппроксимация в одной системе координат

Также для оценки погрешности была выведена разница между аппроксимированной (заданной) и аппроксимирующей функциями, рис. 4. Из данного графика видно, что погрешность при аппроксимации составила 0,0075%.

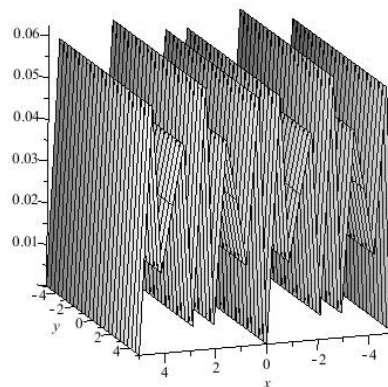


Рис. 4 – Разница между аппроксимированной и аппроксимирующей функциями

Представление (3) также хорошо работает, если функция содержит взаимодействие параметров, например для функции $f = x^4 \cdot y^4$, рис. 5. Погрешность аппроксимации при этом составляет 0,0125%, рис. 6.

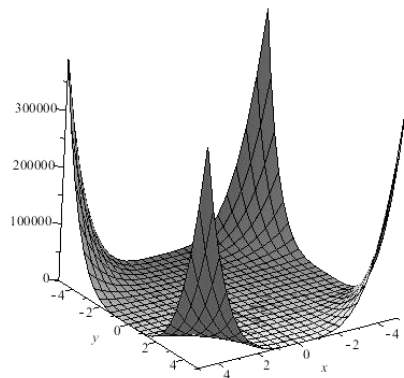


Рис. 5 – Функция и ее аппроксимация

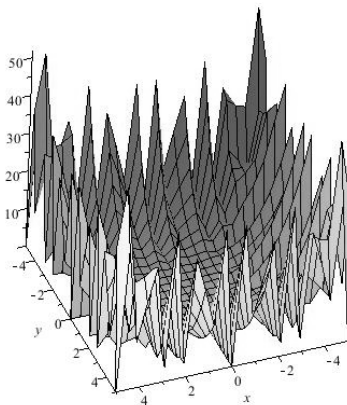


Рис. 6 – Отклонение аппроксимирующей функции

Применение предложенного подхода. Далее на основе описанного подхода была построена модель поверхности отклика в ходе решения задачи структурной оптимизации железнодорожной цистерны [4]. В данном случае управляющими переменными стали толщины обечайки x и днищ y , а зависимыми – напряжения и масса конструкции.

Сначала при помощи метода конечных элементов (МКЭ) были получены так называемые «реперные» решения для задачи анализа напряжений от действия гидростатической нагрузки, учитывающей заполненность цистерны, и массы цистерны при варьировании отмеченных параметров x и y [5, 6]. Заданные кинематические граничные условия – закрепления от всех перемещений и поворотов в области расчетной модели, соответствующей опиранию, рис. 7.

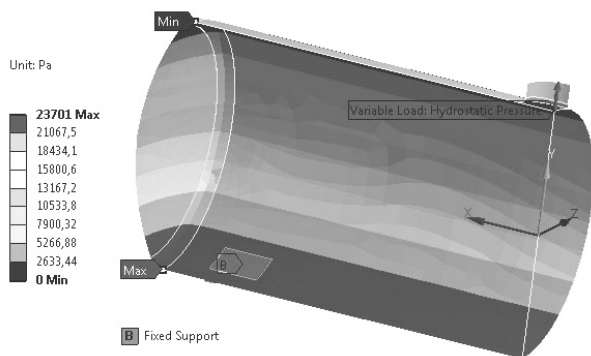


Рис. 7 – Расчетная модель цистерны

Интервалы переменных x и y были разбиты на 7 подынтервалов ($nx=ny=8$). Соответственно, потребовалось найти 64 решения. Далее по этим данным были построены непосредственно аппроксимации поверхностей отклика.

Следует отметить, что, так как функции отклика изначально не известны, для нахождения производных в узловых точках был применен метод конечных разностей (МКР) [7, 8]. При этом чтобы найти производные во всех узловых точках были введены промежуточные узлы. В результате количество необходимых «реперных» решений задачи возросло на $nx \times ny + (nx + ny)$.

МКР – численный метод, поэтому вносит в результаты дополнительную погрешность, которая также была оценена.

Так, на рис. 8 представлена разница аппроксимирующей функции при вычислении производной явно заданной функции $f = x^4 \cdot y^4$ и ее аппроксимации с использованием для вычисления производной метода конечных разностей. Таким образом, определено, что использование метода конечных разностей при аппроксимации дополнительно вносит в модель поверхности отклика погрешность 0,0625%.

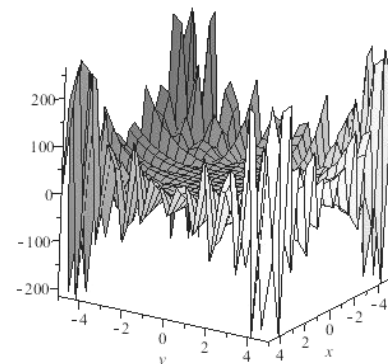


Рис. 8 – Оценка погрешности, вносимой методом конечных разностей

Итого, погрешность аппроксимации составляет 0,075%.

Поверхности отклика напряжений в железнодорожной цистерне и ее массы представлены на рис. 9, 10.

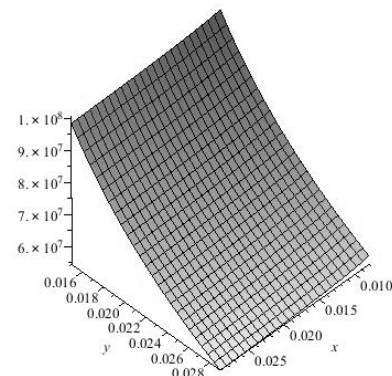


Рис. 9 – Модель поверхности отклика напряжений

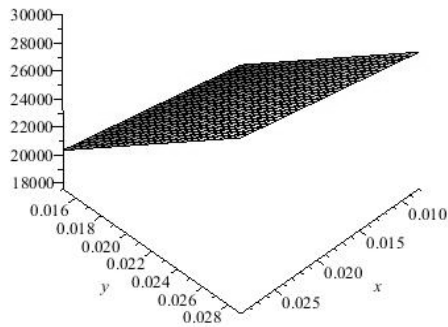


Рис. 10 – Модель поверхности отклика массы

Данный подход к построению поверхности отклика был оформлен в виде программного модуля. В качестве исходных данных он требует ввода количества узловых точек для управляющих переменных (данный программный модуль работает для двух переменных) в зависимости от желаемой точности аппроксимации и текстовые файлы с «реперными» решениями в них.

Далее с целью решения задачи структурной оптимизации задействуются методы оптимизации и математическое программирование [9]. В зависимости от вида модели поверхности отклика, которая на данном этапе считается целевой функцией, и ограничений в виде равенств и неравенств, применяют методы линейного, целочисленного, выпуклого, нелинейного программирования или программирования с наличием неопределенности.

В частности, полученные нами функции отклика по напряжениям и массе – нелинейные и требуют применения методов нелинейного программирования [10]. Решение задачи оптимизации является направлением дальнейших исследований и будет освещено в дальнейших публикациях.

Выводы. Таким образом, в статье предложен подход к построению модели поверхности отклика методом кусочно-полиномиальной аппроксимации с использованием в качестве базисных эрмитовы кубические функции. Проведенные исследования показали, что погрешность такой аппроксимации составляет около 0,075%, что позволяет сделать вывод о применимости получаемых на основе

предложенного подхода моделей поверхности отклика в процессе оптимизации машиностроительных конструкций.

Список литературы: 1. Myers R. Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. - 3rd ed. / R. Myers, D. Montgomery, C. Anderson-Cook. - New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2009. - 1247 p. 2. Митчелл Э., Уэйт Р. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными. М.: Мир, 1981. - 216 с. 3. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. М.: Мир, 1977. - 351 с. 4. Christensen P. An Introduction to Structural Optimization / P. Christensen, A. Klarbring. - New York: Springer Science + Business Media B.V. - 2009. - 211 p. 5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. - М.: Мир, 1975. - 542. 6. Литвиненко А. В., Шейченко Р. И., Граборов Р. В., Бондаренко М. А. / Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. - 2014.- №31(1074). - С. 88-98. 7. Самарский А. А., Николаев Е. С. Методы решения сеточных уравнений. - Москва: Наука, 1978. - 592 с. 8. Ильин В. П. Методы конечных разностей и конечных объемов для эллиптических уравнений. - Новосибирск: Изд-во Ин-та математики, 2000. - 345 с. 9. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: Практическое руководство. Пер. с англ. - М.: Мир, 1982. - 238 с. 10. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. Пер. с англ. - М.: Мир, 1975. - 536 п.

Bibliography (transliterated): 1. Myers R. Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. - 3rd ed. / R. Myers, D. Montgomery, C. Anderson-Cook. - New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2009. - 1247 p. 2. Mitchell E., Ueyt R. Metod konechnykh elementov dlya uravneniy s chastnyimi proizvodnyimi. Moscow: Mir, 1981. - 216 p. 3. Strengh G., Flks Dzh. Teoriya metoda konechnykh elementov. Moscow: Mir, 1977. - 351 p. 4. Christensen P. An Introduction to Structural Optimization / P. Christensen, A. Klarbring. - New York: Springer Science Business Media B.V. - 2009. - 211 p. 5. Zenkevich O. Metod konechnykh elementov v tehnikе / O. Zenkevich. - Moscow: Mir, 1975. - 542. 6. Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Bondarenko M. A. / Metod linearizatsii poverhnosti otklika v zadache obosnovaniya proektnykh parametrov tonkostennykh elementov mashinostroitelnykh konstruksiy. // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Problemi mehanichnogo privodu. - 2014.- No31(1074). - P. 88-98. 7. Samarskiy A. A., Nikolaev E. S. Metodyi resheniya setochnykh uravneniy. - Moscow: Nauka, 1978. - 592 p. 8. Ilin V. P. Metodyi konechnykh raznostey i konechnykh ob'emov dlya ellipticheskikh uravneniy. - Novosibirsk: Izd-vo In-ta matematiki, 2000. - 345 p. 9. Shup T. Reshenie inzhenernykh zadach na EVM: Prakticheskoe rukovodstvo. Per. s angl. - Moscow: Mir, 1982. - 238 p. 10. Himmelblau D. Prikladnoe nelineynoe programmirovaniye. Per. s angl. - Moscow: Mir, 1975. - 536 p.

Поступила (received) 1.08.2015

Відомості про автора/ Сведения об авторе / About the Author

Чубань Марина Александровна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант каф. Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s803@tmm-sapr.org.

Chuban Maryna Oleksandrivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines"; phone: (057) 707-69-01; e-mail: s803@tmm-sapr.org.

УДК 629.429.3:621.313

Б.Г. ЛЮБАРСЬКИЙ**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ РУХУ ПРИМІСЬКОГО ЕЛЕКТРОПОЇЗДУ З СИНХРОННИМИ ТЯГОВИМИ ДВИГУНАМИ**

На поточний момент при розробці та експлуатації нових типів електропоїздів виникає питання щодо визначення їх раціональних швидкісних режимів руху. В роботі розглядається методика, що дозволяє визначити раціональну максимальну швидкість руху електропоїзду з синхронними тяговими двигунами зі збудженням від постійних магнітів на підставі комплексного критерію ефективності. Для розглянутого в роботі приміського електропоїзду з тяговим електроприводом на основі синхронного тягового двигуна зі збудженням від постійних магнітів збільшення максимальної швидкості руху з 50 до 140 км/ч приводить до зростання витрати енергії, що обумовлене зростанням опору руху рухомого складу.

Згідно відносного показника ефективності кращим рішенням є застосування електропоїзда з максимальною швидкістю руху.

Ключові слова: електропоїзд, синхронний тяговий електропривод, максимальна швидкість руху, оптимальні режими роботи тягового приводу, комплексний критерій ефективності.

Вступ. Визначальною системою електрорухомого складу є тяговий електропривод - сукупність пристроїв, призначених для перетворення електричної енергії, яка одержується з контактної мережі, в корисну роботу з переміщення електрорухомого складу. Його ефективність визначає більшою мірою ефективність всього електропоїзда.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1,2] зазначається, що визначальним для режимів роботи та структури тягового електроприводу є тяговий двигун. Сучасний електрорухомий склад залізниць створюється в основному на основі асинхронного тягового приводу [1,2], але в останні час все провідні світові виробники електрорухомого складу приділяють більше уваги тяговому приводу на базі синхронних двигунів зі збудженням від постійних магнітів [1-5]. Підвищення надійності і успіхи в створенні сучасних постійних магнітів, наявність стандартних технічних рішень в області напівпровідникової перетворювальної техніки призвели до можливості використання приводу цього типу [1-4]. Застосування електрорухомого складу з синхронним тяговим приводом потребує нових підходів до визначення раціональних швидкісних режимів руху порівняно з традиційними підходами, що застосовувались для електрорухомого складу з тяговими двигунами постійного струму. Як зазначено в [4,5] керування роботою тягового приводу потрібно проводити на підставі мінімуму втрат [6-8], а швидкісний режим руху обертати в по комплексному критерію ефективності [4].

Мета роботи. Розробити методику визначення раціональної максимальної швидкості руху приміського електропоїзду з синхронними тяговими двигунами.

Матеріал дослідження. Ефективність тягового приводу в певному режимі його роботи оцінюватимемо по критерію максимуму його ККД за умови дотримання вимог, що накладаються режимами роботи. Тому задача визначення ефективності тягового приводу зводиться до знаходження екстремуму функції:

$$\text{MAX} \eta = f \left(\begin{matrix} M_{\text{зад}} \\ n_{\text{зад}} \\ t_{\text{зад}} \end{matrix} \right)_{\text{var}[D]} \quad (1)$$

де η – ККД приводу, M – момент на валу двигуна, n – частота обертання валу двигуна, $M_{\text{зад}}, n_{\text{зад}}, t_{\text{зад}}$ – заданий момент на валу, частота обертання ротора і температура двигуна координати вектор режиму роботи тягового приводу, $[D]$ – вектор параметрів управління.

Втрати в тяговому в перетворювачі залежать як від вектора режиму роботи тягового приводу, так і від параметрів управління (коефіцієнту модуляції та куту навантаження) тому для кожного електропоїзду в залежності від типу тягового двигуна необхідно вирішити задачу аналізу визначення оптимального режиму роботи на основі підходів запропонованих в [3].

Так наприклад для тягового приводу на базі двигуна для приміського електропоїзду, розробленого фахівцями RTRI (Японія)[5] оптимальне значення ККД наведені на рис. 1 та 2 для режимів просторово векторної та однократної широтно-імпульсної модуляції.

Рівняння руху потягу має вигляд:

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{1}{1+\gamma} (F - W - B) \quad (2)$$

де m – маса потягу; v – швидкість руху; $1+\gamma$ – коефіцієнт інерції частин, що обертаються; t – поточне значення часу; F – сила тяги; B – гальмівна сила; W – повний опір руху; γ – безрозмірний коефіцієнт, що ураховує вплив частин, що обертаються, на прискорення руху електропоїзда.

Сила тяги і гальмування залежать від режиму роботи тягового приводу. На реально існуючих ділянках колії мінімізація витрати енергії є складною багатокритеріальною задачею. Для задачі, що розглядається, пропонується мінімізація часу руху на ділянці шляху з заданим профілем і графіком руху при наступних режимах руху електропоїзду: рух з максимальною допустимою силою тяги, яке здійснюється для розгону; рух на вибігу при русі на швидкості близькій

до заданої; рух з максимальною силою гальмування при вимозі різкого зниження швидкості руху зважаючи обмеження швидкості руху згідно з графіком руху; рух при роботі електропривода з максимальним ККД в режимі тяги при русі зі швидкостями близькими до заданої швидкості руху при великих опорах руху (на затяжних підйомах); рух при роботі електропривода з

максимальним ККД в режимі гальмування - русі зі швидкостями близькими до заданої швидкості руху при великих негативних опорах руху (на затяжних спусках). Ці режими узгоджуються з принципом Понтрягіна [7], згідно з яким, рух поїзда має здійснюватися з максимальною силою тяги для досягнення встановленої швидкості руху або на вибігу.

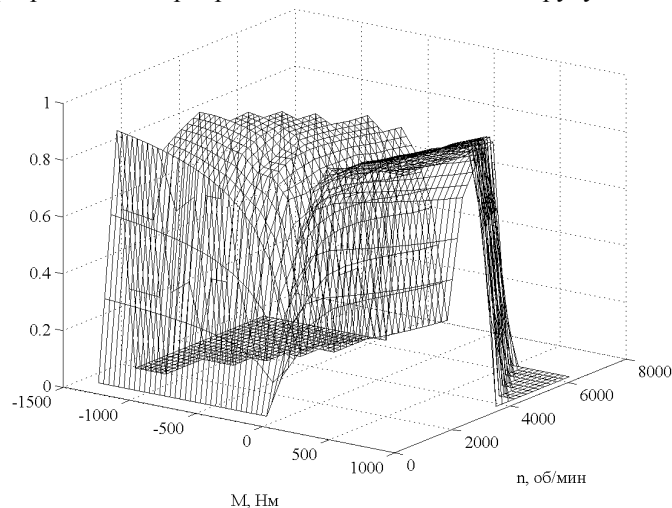


Рис. 1 – Оптимальне значення ККД приводу в режимі з просторово-векторної широтно-імпульсної модуляції

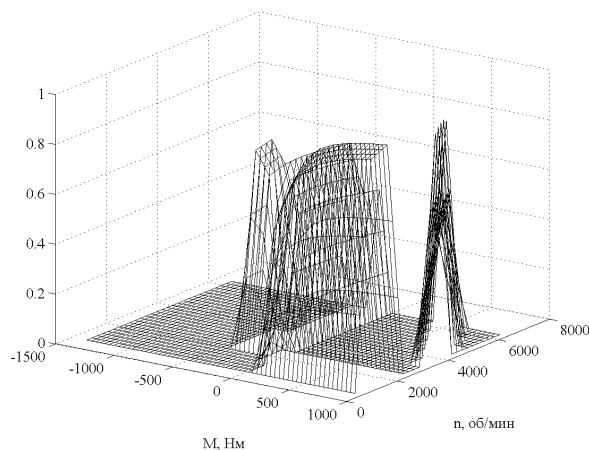


Рис. 2 – Оптимальне значення ККД приводу в режимі з однократної широтно-імпульсної модуляції

Як показники ефективності для електрорухомого складу розглядалися різні величини. Найбільше розповсюдження отримав показник витрати енергії. Проте при розгляді питання про створення швидкісного електрорухомого складу на перший план виходить час руху. Тому для цього показника можливо обирати середню швидкість руху електропоїзду. Ці два показники можуть бути взаємно суперечливий, тому для ухвалення рішення за визначенням кращого типу пропонується ввести відносний показник ефективності методика визначення якого приведена в [4] В сукупності ці показники складають комплексний критерій ефективності.

Для електропоїзду з параметрами наведеними в табл. 1 були визначені криві руху поїзду приведені на рис. 3.

Таблиця 1 Параметри приміського електропоїзду

Параметр	Величина
Конструкційна швидкість, км/год	160
Експлуатаційна швидкість, км/год	140
Прискорення, до швидкості 60км/год, м/с ²	0,75
Потужність на валу кВт	235
Навантаження на вісь, т	17
Маса складу, т	136
Діаметр колеса по колу катання, м	0,91
Категорія шляху	III
Керівний ухил %	20
Радіус кривий, м	600
Максимальна швидкість руху на перегоні за умов шляху, км/год	202

Мінімальна швидкість руху на перегоні, км/год	90
Максимальна швидкість руху ЕРС, км/год	140

Як видно з кривих руху для приміських електропоїздів швидкість електропоїздів всіх типів монотонно зростає тяговий привід працює в режимі максимальної сили тяги та досягає заданій на дуже короткому інтервалі часу, далі вона знижується зважаючи на заданий графік руху з використанням електричного гальмування. Далі швидкість підтримується нижче заданій швидкості руху, чергує режим тяги при максимальному ККД і вибігу. На інтервалі від 2500 до 3500 м від початку руху рівна ділянка без кривих обмежень

швидкості руху, на якому також спостерігається розгін електропоїзду. Проте на цій ділянці задана швидкість не була досягнута, оскільки для дотримання графіка руху приблизно на відстані 3100 м електропоїзд перейшов в режим рекуперативного гальмування. На ділянці від 3500 м до 5500 м – затяжний спуск. На від 3500 м до 4000 м швидкість підтримується постійній шляхом включення рекуперативного гальмування. В інтервалі часу від 3500 м до 5000 м швидкість зростає, у зв'язку з поступовим зняттям обмежень. Тяговий привід працює в режимі тяги в поєднанні з режимом вибігу.

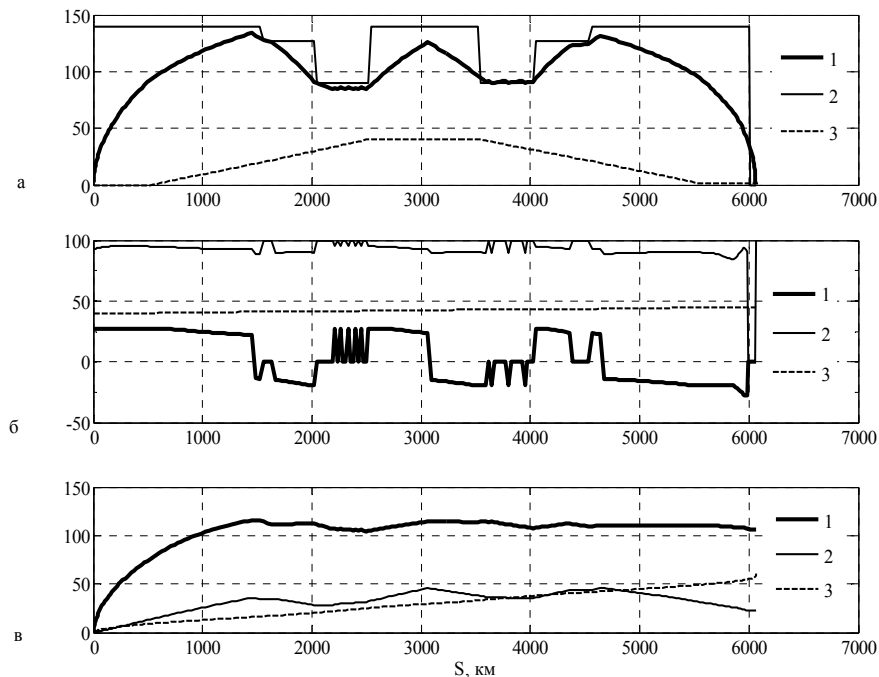


Рис. 3 – Криві руху приміського електропоїзда: а – 1-швидкість руху, км/ч, 2-задана швидкість руху, км/ч, 3- профіль шляху, м; б – 1-момент на валу тягового двигуна /100, 2- ККД, %, 3- температура тягового двигуна, °С, в – 1- відносний показник ефективності 1000, 2- витрата енергії, кВт ч, 3- час руху/4, с

Визначена залежність витрати енергії, середньої швидкості руху і відносного показника ефективності приміського електропоїзда забезпеченого асинхронним тяговим приводом і працюючого в оптимальних режимах від максимальної швидкості руху на типовій ділянці шляхи, приведені в табл. 2.

З табл. 2 видно, збільшення максимальної швидкості руху з 50 до 140 км/ч приводить до зростання витрати енергії, що обумовлене зростанням опору руху рухомого складу.

Згідно відносного показника ефективності кращим рішенням є застосування електропоїзда з максимальною швидкістю руху. Тому раціонально обрати максимальну швидкість руху на рівні 140 км/год.

Таблиця 2 Показники ефективності приміського електропоїзда

Максимальна швидкість руху, км/год	Витрата енергії, кВт·год	Середня швидкість руху, км/год	Відносний показник ефективності
60	19,5720 9	53,71714	0,044838
70	20,4614 1	61,76462	0,047252
80	20,7471 1	69,54449	0,052182
90	21,2126 5	76,44845	0,058524
100	21,4451 2	82,71002	0,066724
110	21,9879 3	85,26754	0,079288

120	22,4899 6	88,49821	0,096472
140	22,9140 4	89,87218	0,1133

Висновки Таким чином наведена в роботі методика дозволяє визначити раціональну максимальну швидкість руху електропоїзду. Для розглянутого в роботі приміського електропоїзду з тяговим електроприводом на основі синхронного тягового двигуна зі збудженням від постійних магнітів збільшення максимальної швидкості руху з 50 до 140 км/ч приводить до зростання витрати енергії, що обумовлене зростанням опору руху рухомого складу.

Згідно відносного показника ефективності кращим рішенням є застосування електропоїзда з максимальною швидкістю руху.

Список літератури: 1. Корниенко В. В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт / В. В. Корниенко, В. И. Омеляненко – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Любарский Б.Г. Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава / Б.Г. Любарский, В.И. Омеляненко, Е.С. Рябов, А.В. Демидов, Т.В. Глебова // Локомотив-информ. – 2008. №1– С. 16–19 3. Любарский Б.Г. Оптимизация режимов работы тягового привода на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов /Б.Г. Любарский// Информационно-керуючі системи на залізничному транспорті – Х.:УкрДАЗТ.– 2014. – № 2(105)– С. 21–24 4. Любарський Б. Г. Теоретичні основи для вибору і оцінки перспективних систем електромеханічного перетворення енергії електрорухомого складу: автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.22.09 / Любарський Б.Г.; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". - Харків, 2014. - 36 с. 5. Hiroshi Hata Development of Traction Motor for a Gauge Change Train./ Hiroshi Hata, Mirou Kondo, Koichi Matsuoka // Quarterly Report of

RTRI. –2003. – Vol. 44, No. 3. – P. 117-120. 6. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов. [3-е издание]/ Л.С. Понтрягин и др. – М. Наука, 1976. – 392с. 7. Мугиншейн Л.А. Энергооптимальные методы управления движением поездов/ Л.А. Мугиншейн, А.У. Илютович, И.А. Ябко – М.: Интекст, 2012. – 80с. 8. Дмитриенко В.Д. Моделирование и оптимизация процессов управления движения дизель-поездов./ В.Д. Дмитриенко, А.Ю. Заковоротный – Харьков: Изд. Центр «НТМТ», 2013. – 248с.

Bibliography (transliterated): 1. Kornienko V. V. Vysokoskorostnoy elektricheskyy transport. Mirovoy opyt / V.V.Kornienko, V. I. Omelyanenko – Kharkov: NTU «KhPI», 2007. – 159 p. 2. Lyubarskiy B.G. Elektrodvigateli dlya perspektivnogo elektropodvizhnogo sostava / B.G. Lyubarskiy, V.I. Omelyanenko, E.S. Ryabov, A.V. Demidov, T.V. Glebova // Lokomotiv-inform. – 2008. No1– P. 16–19 3. Lyubarskiy B.G. Optimizatsiya rezhimov raboty tyagovogo privoda na osnove sinhronnogo dvigatelya s vzbuzhdeniem ot postoyannykh magnitov /B.G. Lyubarskiy// Informatslyno-keruyuchi sistemi na zallznicnomu transporti – Kharkov: UkrDAZT.– 2014. – No 2(105)– P. 21–24. 4. Lyubarskiy B. G. Teoretichni osnovi dlya voboru i otslnki perspektivnih sistem elektromehanichnogo peretvorennya energiyi ektoruhomogo skladu: avtoref. dis. d-ra tehn. nauk : 05.22.09 / Lyubarskiy B.G.; Nats. tehn. un-t " Kharkiv. polltehn. In-t". Kharkiv, 2014. - 36 p. 5. Hiroshi Hata Development of Traction Motor for a Gauge Change Train./ Hiroshi Hata, Mirou Kondo, Koichi Matsuoka // Quarterly Report of RTRI. – 2003. – Vol. 44, No. 3. – P. 117-120. 6. Pontryagin L.S. Matematicheskaya teoriya optimalnykh protsessov. [3-e izdanie]/ L.S. Pontryagin i dr. – Moscow Nauka, 1976. – 392p. 7. Muginsheyn L.A. Energooptimalnyie metodyi upravleniya dvizheniem poezdov/ L.A. Muginsheyn, A.U. Ilyutovich, I.A. Yabko – Moscow: Intekst, 2012. – 80p. 8. Dmitrienko V.D. Modelirovanie i optimizatsiya protsessov upravleniya dvizheniya dizel-poezdov./ V.D. Dmitrienko, A.Yu. Zakovorotnyiy – Kharkiv: Izd. Tsentr «NTMT», 2013. – 248p.

Надійшла (received) 07.05.2015

Відомості про автора/ Сведения об авторе / About the Author

Любарський Борис Григорьевич – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харьковский политехнический институт», професор кафедри електричного транспорту та тепловозостроєння.

Lubarsky Boris Grigoryevich – Doctor of Technical Sciences, Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of electrical transport and locomotive bilding.

РЕФЕРАТИ

УДК 629.11(09):623.43(09)

Факультет транспортного машинобудування НТУ «ХП»: вчора, сьогодні, завтра (до 50-річчя заснування) / В.В. Єпіфанов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 4-7. – ISSN 2079-0066.

У 2015 році виконується 50 років з моменту створення факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Наведено відомості з історії, сьогодення та перспектив розвитку факультету.

Ключові слова: Факультет транспортного машинобудування, ТМ.

УДК 539.3

Дослідження напружено-деформованого стану гофрованих і суцільних панелей з урахуванням геометричної анізотропії та ортотропних властивостей матеріалу / О. О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 8–11. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Стаття містить результати числового дослідження порівняльного аналізу рішення двох методик визначення напружено-деформованого стану гофрованої панелі і плоскої пластини із застосуванням ортотропних властивостей матеріалу. Пружні коефіцієнти еквівалентній анізотропної пластини визначаються з порівняння жорсткостей елементів скінченних розмірів, виділених з гофрованої і анізотропної панелей. Гофровані панелі, хвилясті листи знайшли велике застосування в різних сферах машинобудування, суднобудування, авіабудування та ін. Зокрема дані панелі застосовуються в металевих зерносховищах. Як правило дані панелі є тонкостінні елементи з різним профілем гофрування. Від структури (геометрії) волнистості залежить жорсткість досліджуваних тонкостінних панелей. При порівнянні результатів розрахунків пластини з геометричною анізотропією і пластини з ортотропними властивостями матеріалу, які досліджувалися у двох постановках, отримані великі різниці, як в якісних картинах, так і в кількісних значеннях. Виходячи з цього, застосовується традиційні методи розрахунку гофрованих панелей, у вигляді суцільної пластини із зміненими властивостями матеріалу на ортотропні, слабо відповідають дійсності.

Ключові слова: гофровані панелі, металеві зерносховища, ортотропні пластини, геометрична анізотропія, напружено-деформований стан.

УДК 623.4.01

Методи забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А. Ю. Васильєв, М. М. Ткачук, А. Ю. Танченко, О. В. Мартиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 12-16. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Стаття містить загальні положення раціонального проектування та модернізації бронетанкової техніки. Розглядається питання необхідності врахування сукупної дії чинників на етапі проектних досліджень (особливо техніки спеціального призначення). Основною тенденцією сучасного часу є інтенсифікація режимів бойового застосування, що призводить до зростання рівня окремих чинників ураження, так і розширення множини чинників, які діють у сукупності на один і той же елемент військових гусеничних та колісних машин. Відповідно, виникає потреба у створенні нових, більш досконалих, адекватних і точних математичних і числових моделей для моделювання виникаючих у складових елементах машини складних сукупних фізико-механічних процесів і станів. При цьому особливо гостро виникає питання якості та адекватності комп'ютерного моделювання, яке дає змогу більш оперативно та економічно обґрунтувати проектно-технологічні параметри складних систем та їх елементів, що забезпечують потрібний рівень тактико-технічних характеристик.

Ключові слова: військові гусеничні та колісні машини, параметричний підхід до проектування, сукупна дія факторів, комп'ютерне моделювання складних сукупних процесів.

УДК 539.3

Дискретне зміцнення як ефективний метод підвищення ресурсу роботи елементів механізму / О. В. Веретельник, Ю. В. Веретельник, В. В. Веретельник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 17-20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

У роботі представлені результати проведеного дослідження напружено-деформований стан елементів конструкцій, що містять поверхні після проведеної технологічної обробки - дискретного зміцнення, на прикладі товстостінного циліндра, який навантажений високим внутрішнім тиском. Проведене дослідження було проведено за допомогою методу скінченних елементів. Проведено аналіз отриманих чисельних показників компонент напружено-деформованого стану та коефіцієнта запасу для елементів конструкції.

Ключові слова: напружено-деформований стан, дискретне зміцнення, товстостінний циліндр, коефіцієнт запасу, повні переміщення, повні деформації, пластичні деформації, тиск, міцність, скінченно-елементна модель.

УДК 629.423:620.179.14

Ідентифікація математическої моделі для расчета нагрузочной характеристики системы наклона кузова / Б. М. Горкунов, Г. В. Кривякин, Е. С. Афанасьева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 21–24. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Розроблено вимірювальний комплекс для визначення навантажувальної характеристики масштабної фізичної моделі системи нахилу кузова вагона на базі вихрострумowego методу безконтактного контролю механічно-деформованого стану циліндричних виробів феромагнітних матеріалів. Проведено порівняльний аналіз експериментальної навантажувальної характеристики механізму нахилу і розрахункової навантажувальної характеристики, що отримана шляхом математичного моделювання.

Ключові слова: масштабна фізична модель, навантажувальна характеристика, система нахилу кузова, вимірювальний комплекс, вихрострумовой перетворювач, ідентифікація.

УДК 539.3

Чутливість власних форм коливань систем з декількома ступенями вільності до варіювання параметрів динамічної системи / А. В. Грабовський, М. А. Ткачук, М. М. Ткачук, А. Ю. Танченко, І. В. Мазур // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 25-29. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

У роботі запропоновано новий підхід до дослідження чутливості власних частот і форм коливань до варіювання параметрів динамічної системи. Власні форми коливань визначаються з умов досягнення умовних мінімумів функції Релея. Встановлено співвідношення для визначення зміни власних частот і форм коливань при варіюванні інерційно-жорсткісних характеристик динамічної системи. Запропоновано нові співвідношення для визначення компонент чутливості з використанням скінченних різниць. При цьому визначення спектру власних частот коливань і власних форм коливань здійснюється методом скінченних елементів.

Ключові слова: динамічна система, власна форма коливань, функція Релея, чутливість.

УДК 621.45.038

Оптимізація техніко-економічних показників автомобільного дизеля з використанням функції бажаності Харінгтона / В. О. Пильов, О. М. Клименко, І. М. Шульга // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 30–32. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Проаналізовано можливості комплексного покращення техніко-економічних показників автомобільного дизеля при використанні систем автоматичного регулювання його теплового стану. Для розв'язання компромісної задачі запропоновано використовувати узагальнену функцію бажаності Харінгтона з метою оптимізації досліджуваних показників на кожному режимі заданої моделі експлуатації. За керуючі фактори використано режимні та регульовальні параметри роботи дизеля. Оцінено ефективність різних варіантів САР.

Ключові слова: регулювання, економічність ДВЗ, димність, тверді частки, оксиди азоту, модель експлуатації, оптимізація.

УДК 621.436

Визначення перспектив та напрямків модернізації танка Т-72: системи охолодження / В. Ф. Клімов, А. П. Марченко, А. Ю. Федоров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 33–36. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

На основі аналізу літературних джерел в роботі описано і проаналізовано вирішення актуальної задачі модернізації вітчизняної бронетехніки на прикладі танка Т-72. Визначено втрати потужності дизеля силової установки в умовах об'єкту для танків потужністю 600 ± 25 кВт. Отримано параметри потужності силової турбіни дизеля 5ТДФМ в умовах відсутності протитиску у випускному колекторі. Отримано позитивні ефекти від модернізації танка Т-72 шляхом заміни штатного дизеля на дизель вітчизняного виробництва 5ТДФМ. Надано рекомендації щодо застосування для модернізації вітчизняної бронетехніки дизеля типу 5ТДФ.

Ключові слова: дизель, потужність, танк, система охолодження, питомий об'єм, теплота.

УДК 539.3

Змінна маса елементів у віброударних системах: моделі та числові результати / Ю. В. Костенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 37–40. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Зміна маси технологічного вантажу для віброударних машин є достатньо розповсюдженим явищем. У випадку, коли маси тіл є співрозмірними, а кількість втраченої маси – значною, істотним чином змінюється і параметри системи. Відбувається зміна спектру власних частот коливань і у деяких випадках – характеру коливань. У даній статті розглядається задача про вплив змінної маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів, проводиться порівняння розподілів у часі для переміщень при різних характерах зміни маси. Наводяться уточнення для підходу, що ставить у залежність кількість втраченої маси технологічного вантажу від дисипованої енергії.

Ключові слова: віброударна машина, динамічні процеси, змінна маса, закон зміни маси, дисипуєма енергія, метод Рунге-Кутти.

УДК 378.147

Дистанційне та змішане навчання на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин / Г. А. Кротенко, О. І. Зінченко, О. О. Якименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 41–44. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Пропонуються нові методичні розробки для дистанційного і змішаного навчання із застосуванням мультимедійних систем. Зроблені висновки про необхідність впровадження нових технологій у навчальний процес.

Ключові слова: дистанційне навчання, змішане навчання, мультимедійні системи, інтерактивний контент, механізм, кінематична схема.

УДК 614.84

Визначення параметрів відбивальної системи променевого опалення для запобігання перегріву поверхні теплоприймача / М. А. Максимова, І. П. Гречка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 45–48. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Розглянуто рішення прямої задачі променевої теплопередачі для досягнення рівномірного нагріву поверхні, шляхом моделювання перебігу відбитих теплових променів. Наведено результати роботи програми моделювання відбитих променів та їх аналіз. Встановлено параметри відбивальної системи у залежності від відомої форми відбивача. Також розглянуто перспективи подальших досліджень, які пов'язані з проектуванням систем променевого опалення за заданими вимогами.

Ключові слова: теплове випромінювання, рівномірний нагрів, відбивач, інтенсивність теплового потоку, променеве опалення.

УДК 621.43.031

Спосіб керування об'ємною подачею ПНВТ акумуляторної паливної системи дизеля / І. Г. Пожидаєв, А. О. Прохоренко, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 65–68. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

У роботі представлено спосіб керування об'ємною подачею паливного насоса високого тиску акумуляторної паливної системи дизеля заснований на зміні активного геометричного ходу плунжера. Наведено витратні характеристики паливного насоса, продуктивність якого регулюється зазначеним способом.

Ключові слова: паливний насос високого тиску, акумуляторна паливна система, дизель, плунжер.

УДК 621.833+621.85

Аналіз контактної взаємодії в зубчастих та ланцюгових передачах з еволютним профілем методом скінченних елементів / Р. В. Протасов, О. В. Устийченко, С. В. Андрієнко, О. В. Бондаренко, Є. М. Іванов, С. А. Кашуба // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 69–73. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Еволютне зачеплення – це сімейство профілів з опукло-увігнутим контактом для зубчастих і ланцюгових передач. У статті розглянуто методику аналізу НДС в еволютному зачепленні методом скінченних елементів. Вона полягає у створенні параметричної 3D-моделі зубчастої або ланцюгової передачі, побудові спрощеної розрахункової моделі та створенні скінченно-елементної сітки. Виконані тестові розрахунки та аналіз НДС для зубчастої пари і пари зуб-втулка.

Ключові слова: зубчаста передача, ланцюгова передача, еволютне зачеплення, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, контактні напруження.

УДК 621.436

Огляд досліджень впливу водопаливних емульсій на показники дизеля / А. В. Савченко, Д. В. Мешков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 74–77. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Виконаний аналітичний огляд експериментальних досліджень стосовно впливу застосування водопаливних емульсій на екологічні, енергетичні, економічні та інші показники дизеля: крутний момент, потужність, рівень емісії оксидів азоту, питому ефективну витрату

палива. Розглянуті механізми впливу водопаливних емульсій на робочий процес дизеля. Особливо розглянутий вплив вмісту води у водопаливній емульсії і кута випередження впорскування палива на показники дизеля.

Ключові слова: водопаливна емульсія; робочий процес; викиди оксидів азоту; мікробиух

УДК 539.3

Особливості використання сучасних технологій проектування при створенні каркасу кабіни / М. С. Сергієнко, М. А. Ткачук, А. М. Сергієнко, А. Ю. Васильєв, А. В. Грабовський, В. Г. Майданюк, М. О. Чубань // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 78–85.– Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0066.

Вимога сучасності - скорочення термінів і вартості впровадження нових конструкцій. У статті запропоновано загальний підхід до раціонального проектування каркаса кабіни трактора. В якості основи досліджень залучаються результати розрахунку напружено-деформованого стану за допомогою методу скінченних елементів. На прикладі тестових задач проілюстровано вплив варіантів розрахункових схем, схем навантаження, моделей поведінки матеріалу на результати розрахунків. Намічені напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: каркас кабіни трактора, напружено-деформований стан, твердотільна модель, поверхнева модель, балочна модель, нелінійність матеріалу, метод скінченних елементів.

УДК 378:159.98

Формування необхідних професійних і загальнокультурних компетенцій при проведенні групових занять у формі ділової гри / В. І. Скриков, Р. В. Протасов, О. В. Устиненко, О. В. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 86–91.– Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

На кафедрі ТММ і САПР НТУ «ХПІ» проводиться цикл взаємодоповнюючих занять та проектів у формі ділової гри. Такий підхід дозволяє послідовно розвивати і закріплювати сформовані компетенції в студентів. У статті розглянуті варіанти проведених авторами занять у формі ділової гри. Докладно описані правила і методика проведення вказаних занять. Проаналізовано вплив проведених занять на активізацію навчального процесу і пізнавальної діяльності студентів і формування професійних компетенцій в майбутньому.

Ключові слова: ділова гра, компетенції, активізація навчального процесу, інтерактивні-внє форми проведення занять, творчий підхід

УДК 621.1:539.3

Кафедра ТММіСАПР: до 50-річчя факультету транспортного машинобудування / М. А. Ткачук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 92–106.– Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Стаття присвячена питанням історії кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Описані віхи розвитку кафедри. Проілюстровано низку науково-дослідних робіт, які виконувала кафедра. Описані наукові колективи та напрямки їхньої діяльності. Наведені деякі результати досліджень складних механічних і біомеханічних систем. Сформовані перспективні напрямки розвитку навчального процесу та наукових досліджень на кафедрі.

Ключові слова: кафедра, теорія механізмів і машин, системи автоматизованого проектування, науково-дослідницька робота.

УДК 539.3

Математичні моделі ударно-контактної взаємодії елементів механічних систем / М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, Н. Б. Скрипченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 107–115.– Бібліогр.: 37 назв. – ISSN 2079-0066.

Робота присвячена розробці, вдосконаленню та реалізації методів розв'язання зв'язаної задачі аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії та геометричного синтезу складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично генерованими поверхнями та динаміки віброударних систем на основі їхнього параметричного опису та інтеграції розрахункових моделей різного рівня. Розроблено принципово нові підходи до розв'язання зв'язаних задач геометричного синтезу та аналізу напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл, а також параметричного синтезу та аналізу динаміки віброударних систем. Запропоновано метод визначення кінематично генерованих поверхонь та створення скінченноелементних моделей. Розроблено новий напіваналітичний варіант методу граничних елементів, що відрізняється точним, а не приблизним, обчисленням коефіцієнтів визначальних рівнянь.

Ключові слова: ударно-контактна взаємодія, напружено-деформований стан, складнопрофільні машинобудівні конструкції, віброударна система.

УДК 621.43:62-192

Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин / М. А. Ткачук, С. О. Кравченко, В. В. Шпаковський, М. Л. Бєлов, О. І. Шейко, В. І. Демиденко, С. С. Д'яченко, Е. К. Посвятенко, В. Г. Гончаров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 116–122.– Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепції і методи підвищення ресурсу серії двигунів і спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також у вирішенні низки фундаментальних і прикладних завдань. Розроблена концепція узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких критеріях, аналізу процесів та синтезу нових технологій зміцнення для збільшення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів зміцнення для розроблених методів дискретного зміцнення, корундування та іонного бомбардування зі створенням мікронаструктур та проектно-технологічні рішення при створенні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

Ключові слова: технологія зміцнення поверхонь, підвищення ресурсу, дискретне зміцнення, корундування, іонне бомбардування

УДК 623.438:539.3

Проблема забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин: підходи, моделі та методи / М. А. Ткачук, О. В. Литвиненко, А. В. Грабовський, І. В. Цебрюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 123–131.– Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0066.

Отримала рішення актуальна науково-практична проблема розробки теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин (ЛБМ) шляхом обґрунтування технічних рішень бронекорпусів за критеріями захищеності, міцності, жорсткості, віброзбудливості від дії комплексу уражаючих чинників, що має велике значення для бронетанкобудування України. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення розроблений новий підхід до забезпечення заданих тактико-технічних характеристик ЛБМ. Він полягає в їх забезпеченні як результату взаємодії та взаємвпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше множина технологічних чинників залучена як така, що певною мірою визначає рівень ТТХ, і як варійована, шукана.

Ключові слова: бронекорпус, бойова броньована машина, тактико-технічні характеристики, проектно-технологічні рішення, метод узагальненого параметричного моделювання.

УДК 539.3

Вплив податливості шорсткого шару на розподіл контактного тиску в сполученні складнопрофільних тіл / М. М. Ткачук, Н. Б. Скріпченко, М. А. Ткачук, К. Д. Неділько // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 132–139. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.

Стаття містить результати числового дослідження контактної тиску між складнопрофільними тілами, які задаються поверхніми складної форми, що не мають в загальному випадку простого аналітичного опису. Враховується вплив податливості вінклерова шару, який моделює шорсткість контактуючих поверхонь. Визначено вплив податливості цього шару і розподілу зазору між тілами на розподіл контактної тиску. Для визначення контактної тиску використовується метод граничних інтегральних рівнянь. Для дискретизації застосовуються співвідношення методу граничних елементів. У ході числового експерименту досліджено вплив розподілу зазору між контактуючими тілами на розподіл контактної тиску. При цьому також варіюється податливість пружного шару, який імітує жорсткісні властивості шорсткості поверхонь контактуючих тіл. Отримано характерні розподіли контактної тиску, а також залежність максимального контактної тиску від варіюваних параметрів.

Ключові слова: контактна взаємодія, метод граничних інтегральних рівнянь, Вінклерова основа, складнопрофільне тіло, контактний тиск.

УДК.629.1

Аналіз витрат потужності електростартера при пуску двигуна ЗТД-3А // Токар С.Є., Дудко В.В., Кузьмінський В.А, Каторгін О.М., Сергієнко О.О. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 140–143. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2079-0066.

В статті було визначено розподіл механічної потужності електростартера при пуску між двигуном, вхідним редуктором з АКП і редуктором приводів з підключеними до нього штатними агрегатами.

УДК 621.43.016

Перспективи поліпшення теплового стану деталей клапанного вузла дизеля з використанням локального охолодження / О. В. Тришов, В. Г. Панчосний // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 144–150. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля в умовах локального багатоконтурного охолодження деталей клапанного вузла. Проведена розрахункова оцінка ефективності застосування окремих варіантів — контурів охолодження з урахуванням зниження температури клапана і оцінки енергетичних витрат по двигуну. Математична модель передбачає використання методу скінченних елементів (МСЕ).

Ключові слова: випускний клапанний вузол, локальне охолодження, теплонапружений стан, енергетичні витрати, порівняльний аналіз.

УДК 629.114.2.001

Обґрунтування вибору тягового електродвигуна для двошпоктового електромеханічного механізму повороту гусеничної машини / Зионг Ші Хісп, Д. О. Волонцевич // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 151–156. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Пропонується аналіз основних типів електроприводів з точки зору доцільності їх використання в двошпоктовому електромеханічному механізмі повороту гусеничної машини. Зроблено висновок про те, що для вказаного електроприводу, який працює в жорстко нестационарних, повторно короткочасних режимах з діапазоном швидкостей від від'ємних до швидкостей, що перевищують синхронне значення, який зазнає значні короткочасні перевантаження в поєднанні з ударними перевантаженнями за прискореннями, пов'язаними з рухом машини по пересіченій місцевості, найбільш доцільно використовувати трифазний асинхронний електродвигун з перетворювачем частоти джерела живлення.

Ключові слова: електропривод, електромеханічний двошпоптовий механізм повороту гусеничної машини, електродвигун

УДК 621.43.068.4

Аналіз напрямків підвищення рівня екологічності двз шляхом застосування внутрішньоциліндрового каталізу / В.О. Хижняк, І.В. Парсаданов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 157–160. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Розглянуті основні напрямки підвищення рівня екологічності сучасних двигунів внутрішнього згоряння, найбільш оптимальним та пріоритетним з яких є внутрішньоциліндровий каталіз. Проаналізовані результати досліджень впливу нанесення каталітичних покриттів в камері згоряння на ефективність підвищення рівнів екологічності ДВЗ.

Ключові слова: екологічність дизеля; токсичність відпрацьованих газів; каталітичне покриття; внутрішньоциліндровий каталіз

УДК 539.3

Апроксимація поверхні відгуку для використання в процесі параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / М.О. Чубань // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 161–164. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

При оптимізації машинобудівних конструкцій постає задача знаходження функції відгуку, що встановлює зв'язок між діагностичними показниками (напруження та переміщення, деформація, маса і т. д.) та конструктивними характеристиками. Вона зазвичай вирішується методом апроксимації. Розглянуто метод кусочно-поліноміальної апроксимації з використанням базисних функцій Ерміта. Оцінена похибка метода. Описаний та продемонстрований підхід до побудови моделей поверхонь відгуку в оптимізаційних дослідженнях об'єктів машинобудування, що використовує даний метод.

Ключові слова: апроксимація, кубічні функції Ерміта, поверхня відгуку, метод скінченних елементів, метод скінченних різниць, машинобудівна конструкція, синтез.

УДК 629.429.3:621.313

Методика визначення раціонального швидкісного режиму руху приміського електропоїзду з синхронними тяговими двигунами /Б. Г. Любарський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 165–168. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

На поточний момент при розробці та експлуатації нових типів електропоїздів виникає питання щодо визначення їх раціональних швидкісних режимів руху. В роботі розглядається методика, що дозволяє визначити раціональну максимальну швидкість руху

электропоезда с синхронными тяговыми двигателями с возбуждением от постоянных магнитов на подставе комплексного критерия эффективности. Для разглянутого в роботі приміського електропоезда з тяговим електроприводом на основі синхронного тягового двигуна з збудженням від постійних магнітів збільшення максимальної швидкості руху з 50 до 140 км/ч приводить до зростання витрати енергії, що обумовлене зростанням опору руху рухомого складу.

Згідно відносного показника ефективності кращим рішенням є застосування електропоезда з максимальною швидкістю руху.

Ключові слова: електропоезд, синхронний тяговий електропривод, максимальна швидкість руху, оптимальні режими роботи тягового приводу, комплексний критерій ефективності.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.11(09):623.43(09)

Факультет транспортного машиностроения нту "хпн": вчера, сегодня, завтра (к 50-летию основания) / В.В. Епифанов // Вісник НТУ «ХПН». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПН», 2015. – № 43 (1152) – С. 4-7. – ISSN 2079-0066.

В 2015 году исполняется 50 лет с момента создания факультета транспортного машиностроения Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Приведены сведения по истории, настоящего и перспектив развития факультета.

Ключевые слова: Факультет транспортного машиностроения, ТМ.

УДК 539.3

Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированных и сплошных панелей с учетом геометрической анизотропии и ортотропных свойств материала / А. А. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПН». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПН», 2015. – № 43 (1152). – С. 8-11. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Статья содержит результаты численного исследования сравнительного анализа решения двух методик определения напряженно-деформированного состояния гофрированной панели и сплошной пластины с применением ортотропных свойств материала. Упругие коэффициенты эквивалентной анизотропной пластины определяются из сравнения жесткостей элементов конечных размеров, выделенных из гофрированной и анизотропной панелей. Гофрированные панели, волнистые листы нашли большое применение в различных сферах машиностроения, судостроения, авиастроения и др. В частности данные панели применяются в металлургических зернохранилищах. Как правило данные панели представляют собой тонкостенные элементы с различным профилем гофрирования. От структуры (геометрии) волнистости зависит жесткость исследуемых тонкостенных панелей. При сравнении результатов расчетов пластины с геометрической анизотропией и пластины с ортотропными свойствами материала, которые исследовались в двух постановках, получены большие различия, как в качественных картинах, так и в количественных значениях. Исходя из этого, применяются традиционные методы расчета гофрированных панелей, в виде сплошной пластины с измененными свойств материала на ортотропные, слабо соответствуют действительности.

Ключевые слова: гофрированные панели, металлургические зернохранилища, ортотропные пластины, геометрическая анизотропия, напряженно-деформированное состояние.

УДК 623.4.01

Методы обеспечения тактико-технических характеристик военных гусеничных и колесных машин на этапе проектных исследований / А. Ю. Васильев, М. М. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. В. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПН». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПН», 2015. – № 43 (1152). – С. 12-16. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Статья содержит общие положения рационального проектирования и модернизации бронетанковой техники. Рассматривается вопрос о необходимости учета совокупного действия факторов на этапе проектных исследований (особенно техники специального назначения). Основной тенденцией современного времени является интенсификация режимов боевого применения, что приводит к росту уровня отдельных факторов поражения, так и расширение множества факторов, которые действуют в совокупности на один и тот же элемент военных гусеничных и колесных машин. Соответственно, возникает потребность в создании новых, более совершенных, адекватных и точных математических и численных моделей для моделирования возникающих в составляющих элементах машины сложных совокупных физико-механических процессов и состояний. При этом особенно остро возникает вопрос качества и адекватности компьютерного моделирования, которое позволяет более оперативно и экономно обосновать проектно-технологические параметры сложных систем и их элементов, обеспечивающих необходимый уровень тактико-технических характеристик.

Ключевые слова: военные гусеничные и колесные машины, параметрический подход к проектированию, совокупное действие факторов, компьютерное моделирование сложных совокупных процессов.

УДК 539.3

Дискретное упрочнение как эффективный метод повышения ресурса работы элементов механизма / О. В. Веретельник, Ю. В. Веретельник, В. В. Веретельник // Вісник НТУ «ХПН». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПН», 2015. – № 43 (1152). – С. 17-20. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе представлены результаты проведенного исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, содержащих поверхности после проведенной технологической обработки - дискретного упрочнения, на примере толстостенного цилиндра нагруженным высоким внутренним давлением. Проведенное исследование было проведено с помощью метода конечных элементов. Проведен анализ полученных численных показателей компонент напряженно-деформированного состояния и коэффициента запаса для элементов конструкции.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, дискретное упрочнение, толстостенный цилиндр, коэффициент запаса, полные перемещения, полные деформации, пластические деформации, давление, прочность, конечно-элементная модель

УДК 539.3

УДК 629.423:620.179.14

Идентификация математической модели для расчета нагрузочной характеристики системы наклона кузова / Б. М. Горкунов, Г. В. Кривякин, Е. С. Афанасьев // Вісник НТУ «ХПН». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПН», 2015. – № 43 (1152). – С. 21-24. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Разработан измерительный комплекс для определения нагрузочной характеристики масштабной физической модели системы наклона кузова вагона на базе вихретокового метода бесконтактного контроля механически-деформированного состояния цилиндрических изделий ферромагнитных материалов. Проведен сравнительный анализ экспериментальной нагрузочной характеристики механизма наклона и расчетной нагрузочной характеристики, полученной путем математического моделирования.

Ключевые слова: масштабная физическая модель, нагрузочная характеристика, система наклона кузова, измерительный комплекс, вихретоковый преобразователь, идентификация.

УДК 621.45.038

Оптимизация технико-экономических показателей автомобильного дизеля с использованием функции желательности Харрингтона / В. А. Пылев, А. Н. Клименко, И. Н. Шульга // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 30–32. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Проанализированы возможности комплексного улучшения технико-экономических показателей автомобильного дизеля путем использования систем автоматического регулирования его теплового состояния. Для решения компромиссной задачи предложено использовать обобщенную функцию желательности Харрингтона в целях оптимизации исследуемых показателей на каждом режиме заданной модели эксплуатации. В качестве управляющих факторов использованы режимные и регулировочные параметры работы дизеля. Оценена эффективность различных вариантов САР.

Ключевые слова: регулирование, экономичность ДВС, дымность, твердые частицы, оксиды азота, модель эксплуатации, оптимизация.

УДК 621.436

Определение перспектив и направлений модернизации танка Т-72: системы / В. Ф. Климов, А. П. Марченко, А. Ю. Федоров Федоров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 33–36. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

На основе анализа литературных источников в работе описано и проанализировано решение актуальной задачи модернизации отечественной бронетехники на примере танка Т-72. Определены потери мощности дизеля силовой установки в условиях объекта для танков мощностью 600 ± 25 кВт. Получены параметры мощности силовой турбины дизеля 5ТДФМ в условиях отсутствия противодействия в выпускном коллекторе. Получены положительные эффекты модернизации танка Т-72 путем замены штатного дизеля на дизель отечественного производства 5ТДФМ. Даны рекомендации по применению для модернизации отечественной бронетехники дизеля типа 5ТДФ.

Ключевые слова: дизель, мощность, танк, система охлаждения, удельный объем, теплота.

УДК 539.3

Переменная масса элементов в виброударных системах: модели и численные результаты / Ю. В. Костенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 37–40. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Изменение массы технологического груза для виброударных машин является достаточно частым явлением. В случае, когда массы тел являются соизмеримыми, а количество утраченной массы – значительным, то существенным образом меняются и параметры системы. Происходит изменение спектра собственных частот колебаний и в некоторых случаях – характера колебаний. В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы технологического груза на характер динамических процессов, проводится сравнение временных распределений перемещений при различных характерах изменения. Приводится уточненное описание подхода, ставящего в зависимость количество утрачиваемой массы технологического груза от диссипированной энергии.

Ключевые слова: виброударная машина, динамические процессы, переменная масса, характер изменения массы, диссипируемая энергия, метод Рунге-Кутты.

УДК 378.147

Дистанционное и смешанное обучение на кафедре теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин / Г. А. Кротенко, Е. И. Зинченко, Е. А. Якименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 41–44. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Предлагаются новые методические разработки для дистанционного и смешанного обучения с применением мультимедийных систем. Сделаны выводы о необходимости внедрения новых технологий в учебный процесс.

Ключевые слова: дистанционное обучение, смешанное обучение, мультимедийные системы, интерактивный контент, механизм, кинематическая схема.

УДК 614.84

Определение параметров отражательной системы лучевого отопления для предотвращения перегрева поверхности теплоприемника / М. А. Максимова, И. П. Гречка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 45–48. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Рассмотрено решение прямой задачи лучевой теплопередачи для достижения равномерного нагрева поверхности, путем моделирования хода отраженных тепловых лучей. Приведены результаты работы программы моделирования отраженных лучей и их анализ. Установлены параметры отражательной системы в зависимости от известной формы отражателя. Также рассмотрены перспективы дальнейших исследований, которые связаны с проектированием систем лучевого отопления по заданным требованиям.

Ключевые слова: тепловое излучение, равномерный нагрев, отражатель, интенсивность теплового потока, лучевое отопление.

УДК 625.282:625.032.

Демпфирование колебаний кузовов транспортных средств, которые оборудованы пневматическими рессорами / А.О. Маслиев, Ю.В. Макаренко, В.Г. Маслиев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 59–64. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0066.

Исследована возможность улучшения демпфирования колебаний пневматического рессорного подвешивания. Выявлено влияние отдельных параметров системы пневматического рессорного подвешивания и газо-термодинамических явлений, имеющих место при колебаниях на демпфировании колебаний и амплитуды колебаний при различных режимах истечения воздуха через дроссель, установленный перед дополнительным резервуаром. Получены коэффициенты демпфирования при различных режимах истечения воздуха через дроссель. Доказано, что на демпфирующие качества пневморессоры влияет собственная частота колебаний и плотности воздуха на демпфирования. Усовершенствованная математическая модель, описывающая колебания надрессорных частей транспортных средств на пневматических рессорах, позволила вычислить коэффициент демпфирования колебаний для транспортного средства, который рассматривался. Доказано, что пневматическое рессорное подвешивание позволяет отказаться от гидравлических или других гасителей колебаний путем надлежащего выбора его параметров

Ключові слова: транспортний засіб, пневматична ресора, параметр, дросель, демпфірування, коливання.

УДК 621.43.031

Способ управления объёмной подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля / И. Г. Пожидаев, А. А. Прохоренко, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 65–68. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе представлен способ управления объёмной подачей топливного насоса высокого давления аккумуляторной топливной системы дизеля основанный на изменении активного геометрического хода плунжера. Представлены расходные характеристики топливного насоса, продуктивность которого регулируется указанным способом.

Ключевые слова: топливный насос высокого давления, аккумуляторная топливная система, дизель, плунжер.

УДК 621.833+621.85

Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов / Р. В. Протасов, А. В. Устиненко, С. В. Андриенко, А. В. Бондаренко, Е. М. Иванов, С. А. Кашуба // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 69-73. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Эволютное зацепление – это семейство профилей с выпукло-вогнутым контактом для зубчатых и цепных передач. В статье рассмотрена методика анализа НДС в эволютном зацеплении методом конечных элементов. Она заключается в создании параметрической 3D-модели зубчатой или цепной передачи, построении упрощенной расчетной модели и создании конечно-элементной сетки. Выполнены тестовые расчеты и анализ НДС для зубчатой пары и пары зуб-втулка.

Ключевые слова: зубчатая передача, цепная передача, эволютное зацепление, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактное напряжение.

УДК 621.436

Обзор исследований влияния водотопливных эмульсий на показатели дизеля / А. В. Савченко, Д. В. Мешков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 74-77. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Выполнен аналитический обзор экспериментальных исследований по влиянию применения водотопливных эмульсий на экологические, энергетические, экономические и другие показатели дизеля: крутящий момент, мощность, уровень выбросов оксидов азота, удельный эффективный расход топлива. Рассмотрены механизмы воздействия водотопливных эмульсий на рабочий процесс дизеля. Отдельно рассмотрено влияние содержания воды в водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания топлива на показатели дизеля.

Ключевые слова: водотопливная эмульсия; рабочий процесс; выбросы оксидов азота; микровзрыв

УДК 539.3

Особенности использования современных технологий проектирования при создании каркаса кабин / Н. Е. Сергиенко, Н. А. Ткачук, А. Н. Сергиенко, А. Ю. Васильев, А. В. Грабовский, В. Г. Майданюк, М. А. Чубань // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 78-85. – Библиогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0066.

Требование современности – сокращение сроков и стоимости внедрения новых конструкций. В статье предложен общий подход к рациональному проектированию каркаса кабины трактора. В качестве основы исследований привлекаются результаты расчета напряженно-деформированного состояния при помощи метода конечных элементов. На примере тестовых задач проиллюстрировано влияние вариантов расчетных схем, схем нагружения, моделей поведения материала на результаты расчетов. Намечены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: каркас кабины трактора, напряженно-деформированное состояние, твердотельная модель, поверхностная модель, балочная модель, нелинейность материала, метод конечных элементов.

УДК 378.159.98

Формирование необходимых профессиональных и общекультурных компетенций при проведении групповых занятий в форме деловой игры / В. И. Сериков, А. В. Устиненко, А. В. Бондаренко, Р. В. Протасов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 86-91. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

На кафедре ТММ и САПР НТУ «ХПІ» проводится цикл взаимодополняемых занятий и проектов в форме деловой игры. Такой подход позволяет последовательно развивать и закреплять сформированные компетенции у обучаемых. В статье рассмотрены варианты проведенных авторами занятий в форме деловой игры. Подробно описаны правила и методика проведения указанных занятий. Проанализировано влияние проводимых занятий на активизацию учебного процесса и познавательной деятельности обучаемых и формирования профессиональных компетенций в будущем.

Ключевые слова: деловая игра, компетенции, активизация учебного процесса, интерактивные формы проведения занятий, творческий поход

УДК 621.1:539.3

Кафедра ТММиСАПР: к 50-летию факультета транспортного машиностроения / Н. А. Ткачук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 92-106. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Статья посвящена вопросам истории кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин" Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Описаны вехи развития кафедры. Проиллюстрирован ряд научно-исследовательских работ, которые выполняла кафедра. Описаны научные коллективы и направления их деятельности. Приведены некоторые результаты исследований сложных механических и биомеханических систем. Сформированы перспективные направления развития учебного процесса и научных исследований на кафедре.

Ключевые слова: кафедра, теория механизмов и машин, системы автоматизированного проектирования, научно-исследовательская работа.

УДК 539.3

Математические модели ударно-контактного взаимодействия элементов механических систем / М. М. Ткачук, А. В. Грабовский, Н. Б. Скрипченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 107-115. – Библиогр.: 37 назв. – ISSN 2079-0066.

Работа посвящена разработке, совершенствованию и реализации методов решения связанной задачи анализа напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия и геометрического синтеза сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически генерирующими поверхностями и динамики виброударных систем на основе их параметрического описания и интеграции расчетных моделей разного уровня. Разработаны принципиально новые подходы к решению связанных задач геометрического синтеза и анализа напряженно-деформированного состояния сложнопрофильных тел, а также параметрическому синтезу и анализу динамики виброударных систем. Предложен метод определения кинематически генерирующих поверхностей и создания конечноэлементных моделей. Разработан новый полуаналитический вариант метода предельных элементов, который отличается точным, а не приближительным, вычислением коэффициентов определяющих уравнений.

Ключевые слова: ударно-контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние, сложнопрофильные машиностроительные конструкции, виброударная система.

УДК 621.43:62-192

Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин / М. А. Ткачук, С. О. Кравченко, В. В. Шпаковський, М. Л. Белов, О. І. Шейко, В. І. Демиденко, С. С. Д'яченко, Е. К. Посвятенко, В. Г. Гончаров // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 116-122. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі на основі теоретико-множественного підходу пропонується нові концепції та методи підвищення ресурса серії двигателів і агрегатів спеціальної техніки шляхом створення нових технологій упрочнення поверхностей їх деталей, а також в розв'язанні різних фундаментальних і прикладних задач. Розроблені концепції обобщенного параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких умовах, аналіза процесів і синтез нових технологій упрочнення для збільшення ресурсу техніки. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів упрочнення для розроблених методів дискретного упрочнення, корундування та іонної бомбардування з створенням мікронаноструктур і проектно-технологічні рішення при створенні і ремонті двигателів і агрегатів спеціальної техніки.

Ключевые слова: технологія упрочнення поверхностей, підвищення ресурса, дискретне упрочнення, корундування, іонна бомбардування

УДК 623.438:539.3

Проблема забезпечення тактико-технічних характеристик бойових бронюваних машин: підходи, моделі та методи / Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, А. В. Грабовський, І. В. Цебрюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 123-131. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0066.

Получила рішення актуальна науково-практична проблема розробки теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик легкобронюваних машин (ЛБМ) шляхом обґрунтування технічних рішень бронекорпусів по критеріям захищеності, надійності, жорсткості, вибровозбудимості від дії комплексу вражаючих факторів, яка має велике значення для бронетанкобудування України. На основі розвитку методу обобщенного параметричного моделювання та його поширення на проектно-технологічні рішення розроблено новий підхід до забезпечення заданих тактико-технічних характеристик ЛБМ. Він полягає в їх забезпеченні як результату взаємодії та взаємодія конструктивних рішень, технологічних режимів та умов виробництва. При цьому вперше багато технологічних факторів привертається як в якості параметра, визначаючого рівень ТТХ, так і варіюваного, іскомого.

Ключевые слова: бронекорпус, бойова бронювана машина, тактико-технічні характеристики, проектно-технологічні рішення, метод обобщенного параметричного моделювання.

УДК 539.3

Влияние податливости шероховатого слоя на распределение контактных давлений в сопряжении сложнопрофильных тел / Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, Н. А. Ткачук, К. Д. Недилько // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 132-139. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.

Стаття містить результати чисельного дослідження контактних давлень між складнопровільними тілами, які задаються поверхнями складної форми, не маючи в загальному випадку простого аналітичного опису. Враховується вплив податливості вінклерів шару, який моделює шероховатість контактуючої поверхні. Визначено вплив податливості цього шару та розподілу зазору між тілами на розподіл контактних давлень. Для визначення контактних давлень використовується метод граничних інтегральних рівнянь. Для дискретизації застосовуються співвідношення методу граничних елементів. В ході чисельного експерименту досліджено вплив розподілу зазору між контактуючими тілами на розподіл контактної тиску. При цьому також варіюється податливість пружного шару, імітуючого жорсткі властивості шероховатості поверхні контактуючих тіл. Отримані характерні розподіли контактних давлень, а також залежність максимальних контактних давлень від варіюваних параметрів.

Ключевые слова: контактне взаємодія, метод граничних інтегральних рівнянь, Вінклерове підґрунтя, складнопровільне тіло, контактне тиску.

УДК.629.1

Анализ затрат мощности электростартера при пусках двигателя ЗТД-3А / Токарь С.Е., Дудко В.В., Кузьминский В.А., Каторгин А.Н., Сергиенко А.А. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 140-143. – Библиогр.: 2 назв. – ISSN 2079-0066.

В статті було визначено розподіл механічної потужності електростартера при запуску між двигателем, входним редуктором з АКП та редуктором приводів з підключеними до нього штатними агрегатами.

УДК 621.43.016

Перспективы улучшения теплового состояния деталей клапанного узла дизеля с использованием локального охлаждения / А. В. Тринь, В. Г. Панчосний // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 144-150. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі наведено результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля в умовах локального багатоконтурного охолодження деталей клапанного вузла. Проведено розрахункову оцінку ефективності застосування окремих варіантів - контурів охолодження з урахуванням зниження температури клапана та оцінки енергетичних витрат по двигателю. Математична модель передбачає використання методу кінцевих елементів (МКЕ).

Ключевые слова: випускний клапанний вузол, локальне охолодження, теплонапружене стан, енергетичні витрати, порівняльний аналіз.

УДК 629.114.2.001

Обоснование выбора тягового электродвигателя для двухпоточного электромеханического механизма поворота гусеничной машины / Зьонг Ши Хиеп, Д. О. Волонцевич // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 43 (1152). – С. 151-156. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Пропонується аналіз основних типів електроприводів з точки зору доцільності їх застосування в двупоточному електромеханічному механізмі повороту гусеничної машини. Сделано висновок про те, що для вказаного електропривода, що працює в жорстко нестационарних, повторно-кратковременних режимах в діапазоні швидкостей від негативних до перевищуючих значення синхронної швидкості, випробовують значительні кратковременні пере навантаження в поєднанні з ударними пере навантаженнями по прискоренням, пов'язаними з рухом машини по пересіченій місцевості, найбільш доцільно використовувати трьохфазний асинхронний електродвигач з перетворенням частоти джерела живлення.

Ключевые слова: електропривод, електромеханічний двупоточний механізм повороту гусеничної машини, електродвигач.

УДК 621.43.068.4

Анализ направлений повышения уровня экологичности двс путем применения внутрицилиндрового катализа / В.А. Хижняк, И.В. Парсаданов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 157-160.– Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Рассмотрены основные направления повышения уровня экологичности современных двигателей внутреннего сгорания, наиболее оптимальным и приоритетным из которых является внутрицилиндровый катализ. Проанализированы результаты исследований влияния нанесенных каталитических покрытий в камере сгорания на эффективность повышения уровней экологичности ДВС.

Ключевые слова: экологичность дизеля; токсичность отработанных газов; каталитическое покрытие; внутрицилиндровый катализ

УДК 539.3

Аппроксимация поверхности отклика для использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций / М. А. Чубань // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 161-164.– Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

При оптимизации машиностроительных конструкций возникает задача нахождения функции отклика, устанавливающей связь между диагностическими показателями (напряжения и перемещения, деформация, масса и т. д.) и конструктивными характеристиками. Она обычно решается методом аппроксимации. Рассмотрен метод кусочно-полиномиальной аппроксимации с использованием базисных функций Эрмита. Оценена погрешность метода. Описан и продемонстрирован использующий данный метод подход к построению моделей поверхности отклика в оптимизационных исследованиях объектов машиностроения.

Ключевые слова: аппроксимация, кубические функции Эрмита, поверхность отклика, метод конечных элементов, метод конечных разностей, машиностроительная конструкция, синтез

УДК 629.429.3:621.313

Методика определения рационального скоростного режима движения пригородного электропоезда с синхронными тяговыми двигателями / Б. Г. Любарский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 43 (1152). – С. 165-168.– Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

На текущий момент при разработке и эксплуатации новых типов электропоездов возникает вопрос об определении их рациональных скоростных режимов движения. В работе рассматривается методика, позволяющая определить рациональную максимальную скорость движения электропоезда с синхронными тяговыми двигателями с возбуждением от постоянных магнитов на основании комплексного критерия эффективности. Для рассматриваемого в работе пригородного электропоезда с тяговым электроприводом на основе синхронного тягового двигателя с возбуждением от постоянных магнитов увеличение максимальной скорости движения с 50 до 140 км / ч приводит к росту расхода энергии, что обусловлено ростом сопротивления движению подвижного состава.

Согласно относительного показателя эффективности лучшим решением является применение электропоезда с максимальной скоростью движения.

Ключевые слова: электропоезд, синхронный тяговый электропривод, максимальная скорость движения, оптимальные режимы работы тягового привода, комплексный критерий эффективности.

ABSTRACTS

UDC 629.11(09):623.43(09)

Department of Transport Machinebuilding of NTU “KhPI”: Yesterday, Present-day, Tomorrow (to the fiftieth anniversary of the foundation) / V.V. Epifanov // Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU “KhPI”, 2015. – No 43 (1152). – P. 4–7. – ISSN 2079-0066.

In 2015 the Department of Transport Machinebuilding of NTU “KhPI” will celebrate the fiftieth 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.

Keywords: Transport machine building, TM.

UDC 539.3

Investigation of stress-strain state of the corrugated and solid panels with the geometric anisotropy and orthotropic material properties / A. A. Atroshenko // Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU “KhPI”, 2015. – No 43 (1152). – P. 8–11.– Библиогр.: 11. – ISSN 2079-0066.

The article contains the results of a numerical study of the comparative analysis of the solutions of the two methods of determining the stress-strain state of the corrugated plate and the solid plate with orthotropic material properties. The elastic coefficients of the equivalent anisotropic plate are determined by comparing the stiffness of elements of finite size, allocated and anisotropic corrugated panels. Corrugated panels, corrugated sheets have found wide application in various fields of mechanical engineering, shipbuilding, aviation and others. In particular, these panels are used in metal silos. Usually the panels are thin-walled elements with different corrugation profile. The structure (geometry) of undulation depends stiffness investigated thin panels. When comparing the calculation results with the geometric anisotropy of the plate and the plate with orthotropic material properties, which were investigated in two productions, produced great differences in quality films as well as in quantitative values. On this basis, the applicability of traditional methods of calculation corrugated panels in the form of a solid plate with altered properties of matter at the orthotropic, slightly untrue.

Keywords: corrugated panels, metal silos, orthotropic plate, geometric anisotropy, stress-strain state.

UDC 623.4.01

Methods of providing tactical and technical characteristics of military tracked and wheeled vehicles at the stage of design studies / A.Y. Vasilyev, M.M. Tkachuk, A.J. Tanchenko, A.V. Martynenko // Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU “KhPI”, 2015. – No 43 (1152). – P. 12-16. – Библиогр.: 12. – ISSN 2079-0066.

This article contains general provisions rational design and modernization of armored vehicles. The question of the need to consider the cumulative effects of factors on the research phase of the project (especially special-purpose machinery). The main trend of modern times is the intensification of the combat use, which leads to an increase in the level of individual factors of defeat, and the expansion of a number of factors that operate together on the same element of military tracked and wheeled vehicles. Accordingly, there is a need to create new, more advanced, adequate and accurate mathematical and numerical models to simulate arising constituent elements of the machine complex set of physical and mechanical processes and states. This is particularly acute question the quality and relevance of computer simulation that allows you to more quickly and economically justify the design and technological parameters of complex systems and their components, to ensure the necessary level of performance characteristics.

Keywords: military tracked and wheeled vehicles, parametric design approach, the cumulative effect of factors, computer modeling of a complex set of processes.

UDC 539.3

Discrete hardening as effective methods of higher working resource elements of the mechanism / O. V. Veretelnik, Y. V. Veretelnik, V. V. Veretelnik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 17-20. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

In work results of the study stress-strain state of structural elements containing the surface after the spent processing - discrete hardening, the example of a thick-walled cylinder loaded with high internal pressure. The study was carried out using the finite element method. In the consideration of the 4-th design models that take into account changes in material properties at discrete hardening and without changes to the elastic-plastic and elastic formulations, respectively. The analysis of the obtained numerical indicators components of the stress-strain state and the factor of safety for design elements.

Keywords: stress-strain state, discrete hardening, thin-walled cylinder, the safety factor, full displacement, full strain, plastic strain, pressure, strength, finite element model.

UDC 629.423:620.179.14

Authentication of mathematical model for the calculation of the car body tilting system loading description / B. M. Gorkunov, G. V. Krivjakin, E. S. Afanasjeva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 21–24. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0066.

A measuring for determination of the car body tilting system scale physical model loading description on the base of vortex-current method of noncontact control of the mechanically-deformed state of ferromagnetic materials cylindrical wares is developed. The comparative analysis of experimental loading description of tilting mechanism and calculation loading description got by a mathematical design is conducted.

Keywords: scale physical model, loading description, tilting system, measuring complex, vortex-current transformer, authentication.

UDC 539.3

The sensitivity of eigen mode of systems with several degrees of freedom to the variation of parameters of the dynamic system / A. V. Grabovskiy, M.A. Tkachuk, M. M. Tkachuk, A. Yu. Tanchenko, I. V. Mazur // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 25-29. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

The paper presents a new approach to the study of the sensitivity of the natural frequencies and mode shapes to the variation of parameters of the dynamic system. Eigen modes are determined from the condition of the conditional minimum of Rayleigh function. The relations for determining the changes in natural frequencies and mode shapes at varying inertial stiffness characteristics of the dynamic system. Proposed new relations for the components of the sensitivity using finite differences. This definition of the spectrum of natural vibration frequencies and natural modes is carried out by finite element method.

Keywords: dynamic system, eigen mode, Rayleigh function, sensitivity.

UDC 621.45.038

Optimization of automobile diesel engine techno-economic indicators with using the Harrington's desirability function / V. O. Pyl'ov, O. M. Klymenko, I. M. Shul'ga // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. – No 43 (1152). – P 30–32. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Possibilities of complex improving of automobile diesel technical and economic parameters by use of automatic control systems of its thermal state were analyzed. The basis of this research was early obtained results of experimental investigation of diesel 4ChN12/14. Complex improvements in automobile diesel efficiency and toxicity parameters were proposed to implement by optimizing mentioned parameters for each mode of given operation model. To solve the compromise tasks proposed to use the Harrington's desirability function. As the optimized parameters was used the specific fuel consumption, the concentration of particulate matter and nitrogen oxides in the diesel engine exhaust gas. As the controlling factors was used regime parameters (mean effective pressure, engine speed) and adjusting parameters (advance angle of fuel supply, the thermal state of the piston) of the diesel engine. The efficiency of different variants of automatic control systems was evaluated.

Keywords: regulation, the ICE efficiency, smokiness, particulate matter, nitrogen oxides, operating model, optimization.

UDC 621.436

Determination of perspectives and trends of modernization of the T-72: cooling system / V. F. Klimov, A. P. Marchenko, A. Ju. Fedorov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 33-36. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0066.

Based on the analysis of literary sources in the work described and analyzed solve actual task to modernize our armored vehicles on the example of the T-72. Determined power losses diesel power plant in terms of property for tanks of 600 ± 25 kW. Parameters turbine power propulsion diesel 5TDFM in the absence of back pressure in the exhaust manifold. Comparative analysis of cooling and ejecting the fan type. The positive effects of the modernization of the T-72 by replacing regular diesel in diesel 5TDFM domestic production. The recommendations on the use of armored vehicles to modernize our diesel type 5TDF.

Keywords: diesel, power, tank, cooling system, specific volume, heat.

UDC 539.3

The variable mass of elements in vibroimpact systems: models and numerical results / Y. V. Kostenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 37-40. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

The variable element mass of weight in vibroimpact systems is widespread phenomenon. When bodies masses are proportionate and amount of lost weight is essential, system parameters are changing significantly. It leads to the change of natural frequencies and sometimes to the change of oscillation character. This paper presents the task about influence of variable mass on the character on dynamical processes. Also are presented the comparison of displacements distributions in time for different mass change characters. Additional distributions describes displacements during one and several oscillation periods. The alignment for approach that put amount of lost weight in dependence of dissipative energy is given.

Keywords: vibroimpact machine, dynamical processes, variable mass, the law of mass change, energy dissipation, Runge-Kutta method.

UDC 378.147

Remote and blended learning at the Department of theory and Computer Aided Design mechanisms and machines / G. A. Krotenko, O. I. Zinchenko, O. O. Yakimenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 41–44. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0066.

Talk about problems and advantages of the mixed form of education. Also reviewed some problems clarity when presenting of educational material for students. There have been proposed new methodological developments for distance and blended learning using multimedia systems. The conclusions about the need to introduce new technologies in the educational process.

Keywords: blended learning, multimedia systems, interactive content, mechanism, kinematic scheme.

UDC 614.84

Determination of parameters of the reflecting system of the radial heating for prevention of overheat of surface / M. A. Maksimova, I. P. Grechka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 45–48. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

At development of projects of the radial heating of industrial apartments there is a task that is related to the achievement of the even heating of surface. One of possible ways of realization of such requirement there is a design of motion of thermal backbeams from surfaces that are beatings back characteristics. The decision of direct task of radial heat transfer is considered for achievement of the even heating of surface, by the design of motion of thermal backbeams. Job of the program of design of backbeams performances and their analysis are resulted. The parameters of the vibdival'noy system are set in dependence on the known form of reflector. The prospects of subsequent researches, which are related to planning of the systems of the radial heating after the set requirements, are also considered.

Keywords: caloradiance, uniform heating, reflector, intensity of thermal stream, radiation heating.

UDC 625.282:625.032.

Damping the bodies of vehicles that are equipped with air springs / A.O. Masliew, Y.V. Makarenko, V.G. Masliew // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 59–64. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0066.

The possibility of improving damping vibrations pneumatic spring suspension. The influence of certain parameters of the pneumatic spring suspension and gas-thermodynamic phenomena occurring during vibration, the damping of oscillations and amplitude in different modes of air leakage through the throttle, which is set before additional reservoir. Damping coefficients for different modes of air leakage through the throttle. It is proved that the damping quality Pneumatic impact the natural frequency of vibration and damping in air density. Advanced mathematical model that describes the over-spring oscillations of the vehicle on pneumatic springs, allowed to calculate the coefficient of damping vibrations for the vehicle considered. Proved that the pneumatic spring suspension eliminates the hydraulic or other quencher fluctuations by proper election of its parameters.

Keywords: vehicle, air spring, setting the choke, damping, oscillation

UDC 621.43.031

A method of controlling the volumetric feed pump common rail diesel system / I. G. Pozhidacv, A. O. Prohorenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 65–68. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Modern diesel engines are equipped with leading manufacturers of systems, fuel accumulator type high-pressure fuel injection 200 ... 250 MPa. As the high pressure fuel pump in such systems is designed to provide a large supply of fuel, then at idle and part-load fuel supply under high pressure will be excessive. This paper presents a method of controlling the volumetric feed injection pump common rail diesel system is based on the change in geometric active stroke of the plunger. Presented flow characteristics of the fuel pump, which is regulated efficiency of said method.

Keywords: high pressure fuel pump, fuel system accumulator, diesel, plunger.

UDC 621.833+621.85

Analysis of contact interaction in gears and chain drives with evolute profiles by finite element method / R. V. Protasov, A. V. Ustinenko, S. V. Andrienko, A. V. Bondarenko, E. M. Ivanov, S. A. Kashuba // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 69–73. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

Evolute mesh is realized in a family of teeth profiles for gears and chain drives with convex-concave contact. The article describes the analysis method of the stress-strain state in the evolute mesh by finite element method. It is to create a parametric 3D-model of the gear or chain drive in the software Pro/ENGINEER. A simplified geometric model and finite element model was created in the software ANSYS Workbench. The test calculations and analysis of stress-strain state for gear pair and pair of sprocket-bushing was made. Pictures of contact stress distribution were obtained. It was shown that the accuracy of the results is increased with decreasing size of the finite elements, but the time and computational costs increase significantly. Analysis of the data showed similar results when using the finite element method and based on the solution of the contact theory of Hertz.

Keywords: gear, chain drive, evolute mesh, finite element method, stress-strain state, contact stress.

UDC 621.436

A review of studies of the effect of water-fuel emulsions on the performance of diesel engine / A. V. Savchenko, D. V. Meshkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 74–77. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0066.

The article presents an analytical review of experimental studies on the effect of application of water-fuel emulsions on environmental, economic and other indicators of diesel: torque, power, emissions of nitrogen oxides, brake specific fuel consumption. The mechanisms of the effects of water-fuel emulsions in the working process of diesel engine were observed. The influence of water content in water-fuel emulsion and advance angle of fuel injection on the performance of diesel were observed.

Keywords: water-fuel emulsion; the working process; the emissions of nitrogen oxides; the microexplosion

UDC 539.3

The features of the use of the modern technology design in creating of the frame of the cabins / N.E. Sergienko, N.A. Tkachuk, A. N. Sergienko, A.Yu.Vasilyev, A.V. Grabowski, V.G. Maydanyuk, M.A. Chuban // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 78–85. – Bibliogr.: 26. – ISSN 2079-0066.

The reducing of terms and cost of the introducing of new designs is the requirement of our time. In this paper a general approach to the rational design of the tractor frame is proposed. As the basis of the research the results of the calculation of stress-strain state by using the finite element method are involved. On the example of the test problems the effect of variants of the design schemes, the schemes of loading, behaviors of the material to the results of calculations is illustrated. The directions for further research are outlined.

Keywords: tractor frame, stress-strain state, solid model, surface model, beam model, material nonlinearity, finite element method.

UDC: 378:159.98

Formation of the necessary professional and general cultural competence in conducting group sessions in the form of a business game / V.I.Serikov, A.V. Ustinenko, A.V. Bondarenko R.V. Protasov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 86–91. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0066.

At the Department of TMM and CAD NTU "KPI" is conducting a series of complementary activities and projects in the form of a business game. This approach allows us to consistently develop and consolidate the competence of the trainees formed. The article describes the options for activities conducted by the authors in the form of a business game. Describes in detail the rules and methods of these classes. The influence of the ongoing studies on the activation of the learning process and cognitive activity of students and the formation of professional competencies in the future.

Keywords: business game, the competence, the intensification of the educational process, interactive forms of employment, creative approach

UDC 621.1:539.3

The department TMM and SAPR: to the fiftieth anniversary of Transport Engineering Faculty / M. A Tkachuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 92–106.– Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

The article is dedicated to the questions of history of department "Theory and computer-aided design of mechanisms and machines" of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". The landmarks of department's development are described. The row of research works that was executed by a department is illustrated. Scientific collectives and directions of their activity are represented. Some results over researches of complicated mechanical and biomechanical systems are mentioned. Perspective directions of development of educational process and scientific researches are formed for the department.

Keywords: department, theory of mechanisms and machines, computer-aided design, research and development work.

UDC 539.3

Mathematical models of shock-pin cooperation of elements of the mechanical systems / M.M. Tkachuk, A.V. Grabovskiy, N. B. Skripchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 107–115.– Bibliogr.: 37. – ISSN 2079-0066.

Work is sanctified to development, perfection and realization of methods of decision of the constrained task of analysis of the tensely-deformed state taking into account pin cooperation and geometrical synthesis of складнопрофільних elements of machine-building constructions with kinematics generating surfaces and dynamics of the vibroshock systems on the basis of their self-reactance description and integration of calculation models of different level. The new going is worked out fundamentally near the decision of the constrained tasks of geometrical synthesis and analysis of the tensely-deformed state of складнопрофільних bodies, and also self-reactance synthesis and analysis of dynamics of the vibroshock systems. The method of determination of kinematics generating surfaces and creation of скінченноелементних models offers. The new semianalytical variant of method of maximum elements, that differs in the exact, but not approximate, calculation of coefficients of qualificatory equalizations, is worked out.

Keywords: shock-pin cooperation, tensely-deformed state, складнопрофільні machine-building

UDC 621.43:62-192

Development of strengthening methods of most loaded details as a way to increase of technical and performance characteristics of machines / N.A. Tkachuk, S.A. Kravchenko, V.V. Shpakovskiy, N.L. Belov, A.I. Sheyko, V.I. Demidenko, S.S. Dyachenko, E.K. Posvjatenko, V.G. Goncharov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 116–122.– Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0066.

In this work new concept and methods are proposed based on the set-theoretic approach for resource improving for series of engines and special equipment by creating new technologies to strengthen surfaces of parts. A number of fundamental and applied problems are solved. The concept of generalized parametric modeling of complex mechanical systems under fuzzy criteria, process analysis and synthesis of new technology are worked out. The materials, modes and options for strengthening processes, corunduming and ion bombardment are scientifically grounded with the creation and design and technological solutions in the design and maintenance of engines and units of special equipment.

Keywords: technology of surface strengthening, resource improving, discrete strengthening, corunduming, ion bombardment.

UDC 623.438:539.3

The problem of providing of tactical and technical characteristics for combat armored vehicles: approaches, models and methods / M. A Tkachuk, A. V. Litvinenko, A. V. Grabovskiy, I.V. Cebryuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 123–131.– Bibliogr.: 16. – ISSN 2079-0066.

It was solved an actual scientific and practical problem of developing of the theoretical foundations of design and technological support for tactical and technical characteristics of light armored vehicles (LAV) by the study of technical solutions of hulls according to the criteria of security, strength, stiffness, vibro-excitability from the action of complex of damaging factors, which is important for armored tank-building of Ukraine. On the basis of the generalized method of parametric modeling and spread it on the design and technological solutions, a new approach is developed to providing of tactical and technical characteristics of LAV. It consists in interaction and mutual influence of design solutions, technological regimes and manufacturing conditions. For the first time the set of technological factors involved both as a parameter, which determines the level of tactical and technical characteristics and a variable desired one.

Keywords: armored hull, combat armored vehicle, tactical and technical characteristics, design and technological solutions, method of generalized parametric modeling.

UDC 539.3

Influence of the roughness layer on the distribution of the contact pressures between complex bodies / M.M. Tkachuk, N. B. Skripchenko, M. A. Tkachuk, K. D. Nedilko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 132–139.– Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0066.

The paper contains the results of a numerical investigation of contact pressure between the complex bodies that is setting by surfaces of complex shape and don't have simple analytical description. Influence of Winkler's layer compliance simulating the contact surface roughness is taken into account. Influence of this layer compliance and the gap distribution between the bodies on the distribution of the contact pressures were determined. The method of boundary integral equations is used for determine the contact pressure. Ratio of the boundary element method is used for sampling. In the numerical experiments the influence of the gap distribution between the contact bodies at the contact pressure distribution was investigated. Also the compliance of the elastic layer, simulating the stiffness properties of roughness surface of the contact bodies is varied. The characteristic of distribution of contact pressure and maximum contact pressure dependence of variable parameters were obtained.

Keywords: contact interaction, the method of boundary integral equations, Winkler's layer, complex bodies, contact pressure.

UDC.629.1

Analysis cost power electric starter when starting the engine 3TD-3A / Tokar S.E., Dudko V.V., Kuz'minskii V.A., Katorgin O.M., Serhiienko O.O. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 140–143.– Bibliogr.: 2. – ISSN 2079-0066.

In the article it was determined the distribution of mechanical power consumed electric starter when starting between the engine, the gearbox input with automatic gearbox and drives connected to it by regular units.

UDC 621.43.016

Prospects for improving the thermal state of parts of the valve diesel unit using a local cooling / A. V. Trynov, V. G. Panchoshniy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 144–150.– Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0066.

This paper presents the results of the study estimated heat stress state of the exhaust valve diesel tractor in local multiplanimetric cooling valve parts hub. Conducted estimated assessment of the effectiveness of individual options - cooling systems considering lowering the temperature valve and assessment of energy costs on the engine. Mathematical model involves the use of finite element method (FEM).

Keywords: exhaust valve unit, local cooling, heat stress state, energy costs, comparative analysis.

UDC 629.114.2.001

Justification of a choice of the traction electric motor for the two-line electromechanical mechanism of turn for the track laying vehicle / Duong Sy Hiep, D. O. Volontsevich // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 151–156.– Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

The analysis of the main types of electric drives from the point of view of expediency of their use in the two-line electromechanical mechanism of turn of the track laying vehicle is offered. It is known that the specified electric drive works in rigidly non-stationary, repeated and short-term modes, demands exact and smooth regulation of speed. The anchor of the electric motor can rotate opposite to the speed of rotation of a magnetic field aside or exceed value of synchronous speed. The drive at operation tests the considerable short-term overloads in combination with shock overloads on accelerations connected with the movement of the car on a cross-country terrain.

In this regard, the conclusion that for the specified electric drive, it is most expedient to use the three-phase asynchronous electric motor with the power supply frequency converter is drawn.

Keywords: electric drive, electromechanical two-line mechanism of turn of the track laying vehicle, electric motor.

UDC 621.43.068.4

Analysis of the directions of rise in the ice ecological compatability level by the means of application of the in cylinder catalysis / V.O. Khyzhniak, I.V. Parsadanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 187–160.– Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0066.

The article deals with main directions of ecological compatibility level of modern ICEs rising, the in-cylinder catalysis is the most optimal and foreground of them. The results of studies of the applied catalytic coatings in the combustion chamber effect on efficiency of ecological compatibility levels of ICE increasing are analyzed.

Keywords: ecological compatibility of a diesel engine; toxicity of exhaust gases; catalytic coating; in-cylinder catalysis

UDC 539.3

The approximation of the response surface for using in the process of the parametric synthesis of the engineering structures/ M.O. Chuban// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 161–164.– Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0066.

In the process of optimization of engineering constructions the problem of finding the response function, which establishes the connection between the diagnostic indicators (stresses and displacements, strain, weight and so on.) and structural characteristics arises. It is usually solved by approximation. The piecewise polynomial method of approximation with using the Hermite's basic functions is described. The fault of the method was estimated. The approach to building of the models of response surface in optimization of the engineering structures using this method was described and demonstrated.

Keywords: approximation, Hermite's cubic functions, response surface, finite element method, finite difference method, engineering structure, synthesis.

UDC 629.429.3:621.313

Method of determining the efficiency of speeding traffic suburban electric trains with synchronous traction motor / B. H. Lubarsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport mashine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 165–168.– Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0066.

At the moment in the development and operation of new types of trains question to determine their rational speeds of movement. We consider the methodology to determine the most rational speed of electric trains with synchronous traction motors with excitation from permanent magnets based on complex criteria. For consideration in the suburban electric trains electric traction based on synchronous traction motor with excitation from permanent magnets to increase the maximum speed of 50 to 140 km / h leads to an increase in energy consumption, due to the growth of the resistance movement of rolling stock.

According to relative performance indicator best solution is the use of electric maximum speed.

Keywords: train, synchronous electric traction, maximum speed, optimal modes of traction drive integrated performance criterion.

ЗМІСТ

Сокол Е.И. Уверенности в будущем и решения новых задач!	3
Епифанов В.В. Факультет транспортного машиностроения НТУ "ХПИ": вчера, сегодня, завтра (к 50-летию основания)	4
Атрошенко А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированных и сплошных панелей с учетом геометрической анизотропии и ортотропных свойств материала.....	8
Васильев А. Ю., Ткачук М. М., Танченко А.Ю., Мартиненко О. В. Методи забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень.....	12
Веретельник О. В., Веретельник Ю. В., Веретельник В. В. Дискретное упрочнение как эффективный метод повышения ресурса работы элементов механизма	17
Горкунов Б. М., Кривякин Г. В., Афанасьева Е. С. Идентификация математической модели для расчета нагрузочной характеристики системы наклона кузова	21
Грабовский А.В., Ткачук Н.А., Танченко А.Ю., Ткачук Н.Н., Мазур И.В. Чувствительность собственных форм колебаний систем с несколькими степенями свободы к варьированию параметров динамической системы	25
Клименко О.М., Пильов В.О., Шульга І. М. Оптимізація техніко-економічних показників автомобільного дизеля з використанням функції бажаності Харінгтона.....	30
Клімов В.Ф., Марченко А.П., Федоров А.Ю. Визначення перспектив та напрямків модернізації танка Т-72: системи охолодження	33
Костенко Ю.В. Переменная масса элементов в виброударных системах: модели и численные результаты	37
Кротенко Г.А., Зинченко Е.И., Якименко Е.А. Дистанционное и смешанное обучение на кафедре теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин	41
Максимова М.О., Гречка І.П. Визначення параметрів відбивальної системи променевого опалення для запобігання перегріву поверхні теплоприймача	45
Марченко А.П., Парсаданов И.В., Пылев В.А. К 85-летию кафедры двигателей внутреннего сгорания.....	49
Маслієв А.О., Макаренко Ю.В., Маслієв В.Г., Демпфірування коливань кузовів транспортних засобів, які обладнано пневматичними ресорами.....	59
Пожидаев И.Г., Прохоренко А.А. Способ управления объёмной подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля.....	65
Протасов Р.В., Устиненко А.В., Андриенко С.В., Бондаренко А.В., Иванов Е.М., Каиуба С.А. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов	69
Савченко А.В., Мешков Д.В. Обзор исследований влияния водотопливных эмульсий на показатели дизеля.....	74
Сергиенко Н. Е., Ткачук Н. А., Сергиенко А. Н., Васильев А. Ю., Грабовский А. В., Майданюк В.Г., Чубань М. А. Особенности использования современных технологий проектирования при создании каркаса кабин.....	78
Серигов В.И., Устиненко А.В., Бондаренко А.В., Протасов Р.В. Формирование необходимых профессиональных и общекультурных компетенций при проведении групповых занятий в форме деловой игры	86
Ткачук М. А. Кафедра ТММ и САПР: к 50-летию факультета транспортного машиностроения.....	92
Ткачук М. М., Грабовський А. В., Скрипченко Н. Б. Математичні моделі ударно-контактної взаємодії елементів механічних систем.....	107
Ткачук М. А., Кравченко С.О., Шпаковський В.В., Белов М.Л., Шейко О.І., Демиденко В.І., Д'яченко С.С., Посвятенко Е. К., Гончаров В.Г. Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин.....	116
Ткачук М. А., Литвиненко О. В., Грабовський А. В., Цебрюк І.В. Проблема забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин: підходи, моделі та методи	123
Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Ткачук Н. А., Неделько К. Д. Влияние податливости шероховатого слоя на распределение контактных давлений в сопряжении сложнопрофильных тел.....	132
Токарь С.Е., Дудко В.В., Кузьминский В.А., Каторгин А.Н., Сергиенко А.А. Анализ затрат мощности электростартера при пусках двигателя ЗТД-3А	140
Триньов О. В., Панчошний В. Г. Перспективи поліпшення теплового стану деталей клапанного вузла дизеля з використанням локального охолодження	144
Зыонг Ши Хиен, Волонцевич Д. О. Обоснование выбора тягового электродвигателя для двухпоточного электромеханического механизма поворота гусеничной машины.....	151

Хижняк В.О., Парсаданов І.В. Аналіз напрямків підвищення рівня екологічності ДВЗ шляхом застосування внутрішньоциліндрового каталізу	157
Чубань М. А. Аппроксимация поверхности отклика для использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций.....	161
Любарський Б. Г. Методика визначення раціонального швидкісного режиму руху приміського електропоїзду з синхронними тяговими двигунами	165
Реферати	169
Рефераты	173
Abstracts	177

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 43 (1152) 2015

Науковий редактор канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов,
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. С.М. Воронцов

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057) 707-63-81, (057) 707-67-62; e-mail: tm@kpi.kharkov.ua

Обл.-вид № 44–15.

Підп. до друку 28.09.2015 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10,0. Облік.-вид. арк. 8,75.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП». Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21
