

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

Сборник научных трудов

Тематический выпуск

"Транспортное машиностроение"

33'2007

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание

Свидетельство Госкомитета по
информационной политике Украины
КВ.№ 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель

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

Зам. председателя

А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.

Е.И. СОКОЛ, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.;

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;

Т.С. ВОРОПАЙ, д-р фил. наук, проф.;

М.Д. ГОДЛЕВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.;

А.И. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

В.Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;

В.Д. ДМИТРИЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

В.В. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, проф.;

П.А. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.;

В.Б. КЛЕПИКОВ, д-р техн. наук, проф.;

А.Ф. КИРИЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

В.И. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

В.А. ЛОЗОВОЙ, д-р фил. наук, проф.;

О.К. МОРАЧКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.;

П.Г. ПЕРЕРВА, д-р экон. наук, проф.;

Н.И. ПОГОРЕЛОВ, д-р экон. наук, проф.;

М.И. РЫЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

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

В.П. СЕБКО, д-р техн. наук, проф.;

В.И. ТАРАН, д-р техн. наук, проф.;

Ю.В. ТИМОФЕЕВ, д-р техн. наук, проф.;

А.Ф. ШЕХОВЦОВ, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

В.В. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора:

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

Ответственный секретарь:

А.А. ЗАРУБИНА, канд. техн. наук, проф.

Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.;

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, доц.;

В.И. ОМЕЛЯНЕНКО, д-р техн. наук, проф.;

И.В. ПАРСАДАНОВ, д-р техн. наук, проф.;

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

Н.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.;

А.Ф. ШЕХОВЦОВ, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,

ул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПИ",

деканат факультета транспортного
машиностроения

Тел. (057)-707-63-81

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2007. – № 33. – 200 с.

В збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ"
Протокол № 11 від 9 листопада 2007 р.**

© Національний технічний університет "ХПІ"

Ф.И. АБРАМЧУК, д-р. техн. наук,
А.Н. КАБАНОВ (г. Харьков)

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 6Ч13/14 С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЖИГАНИЯ

Наведені результати дослідження процесу згорання газового двигуна 6Ч13/14 із високоенергетичною системою запалювання. Розроблена методика розрахунку процесу згорання газового двигуна з використанням змінного показника m .

The results of investigation of combustion process of natural gas engine 6CH13/14 with high-energy ignition system are given. The method of calculation of combustion process of gas engine using variable exponent of combustion m is developed.

Процесс сгорания в цилиндре ДВС является сложным комплексом физических и химических явлений, который в настоящее время очень сложно описать аналитически без каких-либо допущений. Поэтому для расчёта рабочего процесса целесообразно использовать упрощённую модель, которая с достаточной для практики точностью определяет закономерность тепловыделения.

Целью данного исследования является разработка метода определения величины переменного показателя сгорания m из экспериментальных данных, а также разработка математической модели расчёта процесса сгорания газового ДВС с высокоэнергетической системой зажигания, используя переменный показатель m .

Использование автоматизированного комплекса для исследования и диагностики автотракторных двигателей «ИВК ДВС» [1] с регистрацией давлений через 17п.к.в. позволяет оперативно обрабатывать индикаторные диаграммы, получая зависимости тепловыделения.

Общий вид диалогового окна программы PPTest, являющейся составной частью комплекса, приведен на рис. 1.

Постоянный показатель сгорания определялся по методике, описанной в [2]. При обработке индикаторной диаграммы его постоянное значение составило 3,4.

На основе результатов обработки экспериментальных данных были разработаны формулы для расчёта продолжительности сгорания φ_z , а также определения величины переменного показателя m ; в каждый момент времени при расчёте процесса сгорания.

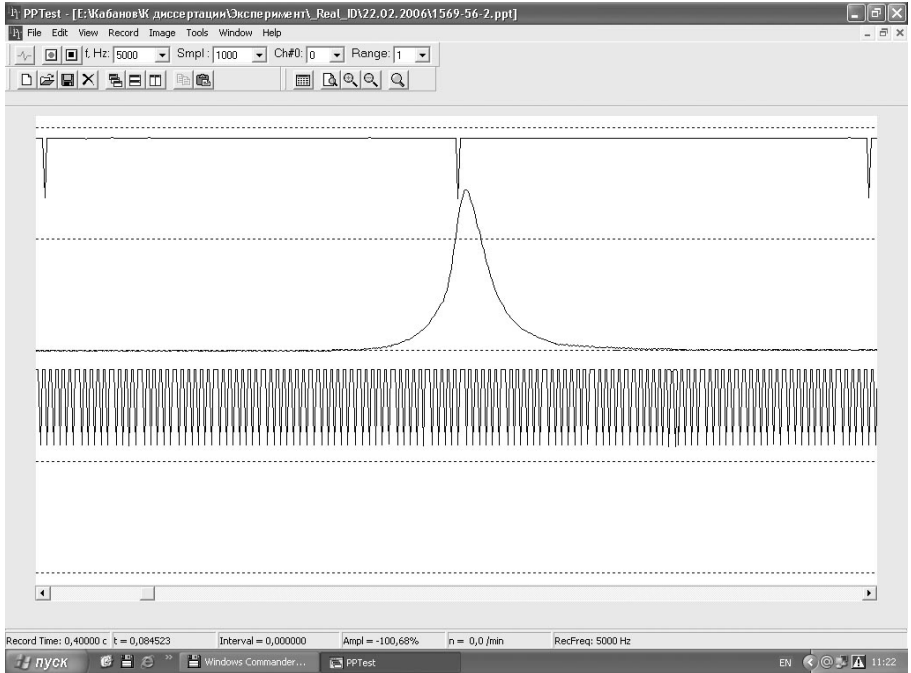


Рис. 1. Процедура снятия индикаторной диаграммы в цилиндре
газового ДВС 6Ч 13/14

Для решения поставленных задач была разработана методика для определения переменного показателя сгорания m_i в процессе сгорания вида $m = f(\bar{t}, x)$

$$m_i = -1 - \log_{\bar{t}_i} \frac{-6.908}{\ln(1 - x_i)}, \quad (1)$$

где \bar{t}_i – относительное время, $\bar{t}_i = t_i/t_z$;

x_i – доля топлива, которая выгорела к моменту \bar{t}_i ;

i – порядковый номер элемента в массиве.

Зависимость для переменного показателя m_i выглядит следующим образом

$$\begin{aligned}
 m_i &= 0.093 + 13.866 \cdot t_i \cdot \frac{n \cdot 0.01 + 10.32}{n \cdot 0.01 + 9.21} + \dots \\
 &\dots + 10.67 \cdot t_i^2 \cdot \frac{\alpha \cdot 1.9}{\alpha + 1} - 85.98 \cdot t_i^3 \cdot \frac{n \cdot 0.089}{n \cdot 0.089 + 2.261} + \dots \\
 &\dots + 69.78 \cdot t_i^4 \cdot \frac{\Theta}{\Theta + 1.326},
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где n – частота вращения, мин^{-1} ;

α – коэффициент избытка воздуха;

Θ – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ.

Зависимость продолжительности сгорания от вышеперечисленных показателей выражается следующим уравнением

$$\begin{aligned}
 \varphi_z &= 40 \cdot (0.812 \cdot \alpha - 0.028 \cdot \theta + 5.762 \cdot 10^{-4} \cdot n - \dots \\
 &\dots - 0.1258 \cdot \eta_v + 0.146).
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

На рис. 2 приведены результаты расчётов тепловыделения при постоянном m , определённом по методике Вибе, и при переменном показателе m , рассчитанном по приведенной модели, в сравнении с результатами эксперимента.

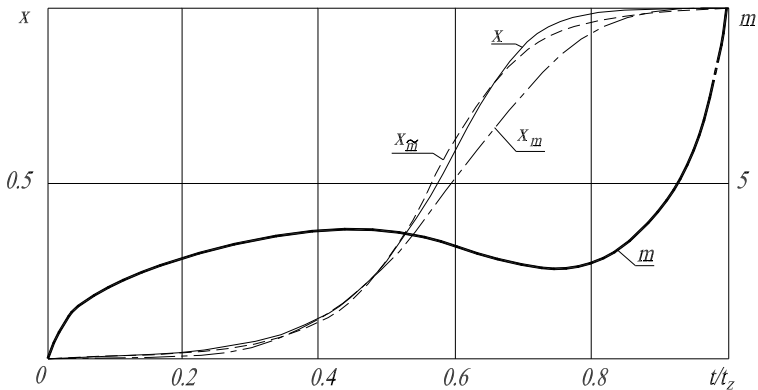


Рис. 2. Расчётные и экспериментальная кривые тепловыделения

В табл. 1 приведены результаты обработки расчётных и экспериментальной индикаторных диаграмм на среднее индикаторное давление. В данной таблице p_{im} , $p_{i\bar{m}}$, p_i – индикаторные давления, полученные при обработке индикаторных диаграмм, рассчитанных по методу Вибе с постоянным m , по модели с переменным m и полученной экспериментально соответственно.

Из табл. 1 видно, что при обработке индикаторной диаграммы, рассчитанной по методу Вибе с постоянным m , погрешность определения индикаторного давления составила 5,4 %, в то время как при расчёте по методике с переменным m , погрешность определения p_i составляет 2,7 %.

Таблица 1 - Результаты расчёта среднего индикаторного давления

| Величина | p_{im} | $p_{i\bar{m}}$ | p_i |
|----------|----------|----------------|-------|
| Значение | 0,792 | 0,771 | 0,751 |

При сравнении расчётных и экспериментальных диаграмм по максимальной величине давления сгорания p_z также видно, что предлагаемая методика обеспечивает более точное соответствие экспериментальным результатам (табл. 2).

Таблица 2 - Сравнение расчётных и экспериментальных индикаторных диаграмм по p_z

| Величина | p_{zm} | $p_{z\bar{m}}$ | p_z |
|----------|----------|----------------|-------|
| Значение | 6,94 | 6,75 | 6,61 |

Получены обобщенные зависимости для переменного показателя m и продолжительности сгорания φ_z . Погрешность расчётов по методу с постоянным показателем m составляет 4,9 %, а по методике с переменным m – 2,1%.

Список литературы: 1. *Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Ефремов А.А.* Новая автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей // Автомобильный транспорт / Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2005. – Вып. 17. – С.28–34. 2. *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей. - М.: Машгиз, 1962. – 270 с.

Поступила в редколлегию 12.04.07

І.Є. АЛЕКСАНДРОВА, д-р. техн. наук (м. Харків)

ПІДГОТОВКА ФАХІВЦІВ З ТАНКОБУДУВАННЯ НАЦІОНАЛЬНИМ ТЕХНІЧНИМ УНІВЕРСИТЕТОМ „ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ” В ПЕРСОНАЛЯХ

Представлены автобиографические данные заведующих кафедр и деканов факультета транспортного машиностроения Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», которые организовывали и вели подготовку специалистов в области танко-строения.

The autobiographical data of managing faculties and deans of faculty of transport mechanical engineering of National Technical Institute of the Kharkov Polytechnic University are submitted, on which the preparation of the experts in area tankbuilding was conducted.

До 1952 року танкове КБ заводу № 75 формувалося здебільшого з випускників кафедри тракторобудування Харківського політехнічного інституту. З поверненням в 1951 році з Нижнього Тагілу до Харкова О.О. Морозова поста-ло питання про відкриття в Харкові танкової спеціальності "Колісні та гусени-чні машини", яка до цього існувала в МВТУ ім. Баумана, Ленінградському та Челябінському політехнічних інститутах. В 1952 році така спеціальність була відкрита у Харківському політехнічному інституті при кафедрі тракторобуду-вання. Завідувачем кафедри в той час був кандидат технічних наук, доцент М.І. Медведєв [1].

Михайло Іванович Медведєв (1893-1964) народився в 1893 році в м. Кобеляки. В 1925 році закінчив Харківський технологічний інститут і пішов працювати в тракторне конструкторське бюро ХПЗ, де став врешті головним конструктором. З 1 січня 1930 року становиться першим завідувачем кафедри тракторобудування Харківського механіко-машинобудівного інституту (те-пер Національний технічний університет "Харківський політехнічний інсти-тут").

Михайло Іванович своїми науковими працями зробив значний внесок в розвиток теорії тракторобудування і танкобудування. Його наукові праці "Теория трактора", "Конструирование трактора", "Теория гусеничных систем", "Альбом по гусеничным системам", "Гусеничные зацепления тракто-ров" мали велике практичне значення при розробці ходових систем танків першого і другого післявоєнних поколінь. Підготував 15 кандидатів наук. В 1958 році захистив дисертацію і став професором.

Ім'я М.І. Медведєва пов'язано з розвитком таких велетнів вітчизняного транспортного машинобудування як ХТЗ і Завод імені Малишева. Значну части-ну свого життя являвся консультантом цих підприємств.

З 1950 до 1961 року М.І. Медведєв являвся деканом факультету тракторного та сільськогосподарського машинобудування. На цій посаді він зробив великий внесок у підвищення якості підготовці спеціалістів для тракторної і танкової промисловості України. В 1961 році його було обрано дійсним членом Всесоюзної Академії сільськогосподарських наук (ВАСГНІЛ).

В 1961 році М.І. Медведєв переїхав до м. Києва, де очолив Українське відділення ВАСГНІЛ. На посаду завідувача кафедри тракторобудування був обраний кандидат технічних наук, доцент Г.М. Шепеленко [1].

Георгій Миколайович Шепеленко народився 29 квітня 1923 року в місті Запоріжжя. В 1941 - 1945 рр. Служив у Радянській Армії. Приймав участь у боях на Воронезькому, Степовому і IV Українському фронтах. В 1950 році закінчив Запорізький інститут сільськогосподарського машинобудування, працював асистентом кафедри теоретичної механіки. В 1952-1955 роках навчався в аспірантурі кафедри тракторобудування ХПІ. В 1955 році захистив кандидатську дисертацію.

Після захисту кандидатської дисертації основним науковим напрямком його діяльності являється теорія самохідних машин. Опублікував монографію "Динамические показатели ходовой системы трактора-тягача" та підручник "Основы теории самоходных машин". Але червоною стрічкою його біографії проходить діяльність декану факультету транспортного машинобудування. Саме під час його деканства була відокремлена спеціальність "колісні та гусеничні машини" і була створена в 1972 році кафедра колісних та гусеничних машин. Великий внесок зробив Г.М. Шепеленко у становлення навчального процесу і наукової роботи нової кафедри. Завідувачем кафедри колісних та гусеничних машин був призначений доктор технічних наук, професор В.П. Аврамов [1].

Віталій Прокопович Аврамов (1923-1992) народився 22 червня 1923 року. З 1943 року по 1945 рік перебував на фронті. В 1946 році поступив на інженерно-фізичний факультет ХПІ, який закінчив в 1951 році. Асистент (1951-1959), старший викладач (1959-1963) кафедри теоретичної механіки, доцент (1963-1972) кафедри автоматичного керування рухом. В 1970 році захистив докторську дисертацію, в 1972 році став професором. В тому ж році був призначений завідувачем кафедри колісних та гусеничних машин, яку очолював 20 років.

У своїй діяльності Віталій Прокопович керувався трьома основними принципами, від котрих не відступав ні при яких обставинах. Ці принципи полягають у наступному.

Перший принцип - принцип фундаменталізації інженерної освіти. Віталій Прокопович вважав, що сучасний інженер не тільки повинен добре знати вищу математику, фізику, теоретичну механіку, опір матеріалів і теорію механізмів і машин, але й всебічно застосувати ці знання при опануванні спеціа-

льних курсів. Ось чому контингент викладачів кафедри формувався не тільки з випускників спеціальності "колісні та гусеничні машини", але й з випускників інженерно-фізичного факультету і, насамперед, спеціальності "динаміка та міцність машин". Такий симбіоз дозволив викладати спеціальні дисципліни на самому сучасному рівні.

Другий принцип полягає в обов'язковому залученні викладачів кафедри до наукової бюджетної і госпдоговірної тематики. Віталій Прокопович добре розумів до яких негативних наслідків може привести перетворення вузівської кафедри у викладацьку середньої школи. На кафедрі не було викладачів, які активно не займалися науковою роботою. Віталій Прокопович рекомендував, а інколи і вимагав від викладачів кафедри включення в лекційні курси результатів власних наукових досліджень. Навчально-методичну роботу не любив, з великою обережністю відносився до різного роду ініціатив типу запровадження технічних засобів контролю, або курсу "Основи технічної творчості". І взагалі, не сприймав усе поверхневе, непродумане, халтурне. Як наслідок, на кафедрі склався потужний колектив викладачів-вчених, яким В.А. Аврамов пишався і якому безумовно довіряв.

І, нарешті, третій принцип полягає в строгому дотриманні трудової дисципліни. Незвичайне вимогливий до себе, професор В.П. Аврамов був вимогливим і до співробітників. Не вибачав запізнь, про пропускання занять без поважних причин й мови не було - усе розуміли, що за пропусканням послідує догана і пропозиція залишити кафедру. Вітчизняну систему освіти професор В.П. Аврамов вважав найкращою в світі і завжди різко реагував на реформістські витвори чиновників союзного і республіканського міністерств. Його девізом була формула: "Зміст вищої освіти повинен безперервно змінюватися, випереджаючи техніку, а форма освіти повинна бути консервативною".

Три вище сформульованих принципи дозволили довести навчальний процес на кафедрі до грані досконалості. І це дало свої результати - кафедра стала справжньою кузницею технічної еліти вітчизняного танкобудування. Серед випускників спеціальності "колісні та гусеничні машини" ми бачимо Генерального конструктора з танкобудування Росії, Героя Соціалістичної Праці М.С. Попова, заступників Генерального конструктора України з танкобудування і артилерійських систем, лауреатів Державної премії України Ю.М. Бусяка, Л.К. Магеромова, В.Ф. Клімова, В.О. Кононенка, М.К. Курова, О.А. Овчиннікова, Генеральних директорів Заводу імені Малишева В.В. Пивоварова, Г.Д. Гриценка, заступників Генерального директора О.М. Загородніх, А.М. Малакея, Головного конструктора ХТЗ ім. С. Орджонікідзе Є.П. Пономарьова, директора танкового заводу у складі Державного підприємства "Завод імені Малишева", лауреата Державної премії України Ю.Л. Левицького, завідувачів кафедр, професорів А.Т. Лебедева, В.Б. Самородова, декана факультету транспортного машинобудування професора В.В. Єпіфанова.

За успіхи в підготовці висококваліфікованих спеціалістів для танкобудівної промисловості СРСР і Народної Республіки Болгарії в 1985 році В.П. Аврамов був нагороджений орденом Дружби Народів.

Пішов з життя В.П. Аврамов в 1992 році. На посаду завідувача кафедри КГМ ім. О.О. Морозова було обрано доктора технічних наук, професора Александрова Є.Є. [1,2].

Євген Євгенович Александров народився 15 липня 1945 року в м. Харкові. В 1969 році з відзнакою закінчив інженерно-фізичний факультет ХПІ за спеціальністю "динаміка польоту та управління" і був розподілений на роботу в конструкторське бюро з електроприладобудування. В 1974 році захистив кандидатську дисертацію, а в 1986 році - докторську. В ХПІ працює з 1975 року асистентом (1975-1979), доцентом (1979-1987), професором (1987-1992). В 1992 році обраний на посаду завідувача кафедри КГМ ім. О.О. Морозова. За цей період кафедра перетворилася в потужний навчально-науковий комплекс. В 1993 році кафедра розпочала підготовку ще з однієї спеціальності - "електричні системи і комплекси транспортних засобів". В 1994 році професора Є.Є. Александрова було обрано дійсним членом Академії наук вищої школи України. В 1996 році за 10-томний підручник "Колісні та гусеничні машини високої прохідності", підготовлений викладачами кафедри під редакцією Є.Є. Александрова, він був удостоєний Нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

В 1998 році разом із заступником декана факультету транспортного машинобудування В.В. Спіфановим за цикл 50 винаходів "Створення нових конкурентоспроможних агрегатів колісних та гусеничних машин спеціального призначення" був удостоєний Золотої медалі Благодійного фонду підтримки авторів інтелектуальної власності ім. М.А. Куцина. В тому ж році Указом Президента України за підготовку висококваліфікованих кадрів для танкобудівної промисловості України, в тому числі кадрів вищої кваліфікації докторів і кандидатів наук, йому було присвоєне Почесне звання "Заслужений діяч науки і техніки України".

В 2000 році за цикл монографій "Розробка і впровадження багатоканальних систем автоматичного керування транспортними машинами", разом з академіками НАН України Б.Б. Тимофієвим, В.М. Кунцевичем, В.Л. Мазуром і професорами Л.А. Пономаренко, І.М. Богаєнко, А.І. Сбитнєвим і Б.І. Кузнецовим, професору Александрову Є.Є. Указом Президента України була присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки.

В 2004 році кафедра КГМ ім. О.О. Морозова розпочала підготовку спеціалістів з третьої спеціальності - "інформаційні технології проектування". В 1996 році при кафедрі працює спеціалізована вчена рада СРД 64.050.01 по захисту докторських дисертацій за спеціальністю "озброєння та військова техніка". Дисертації в цій раді захистили Генеральний директор ДП "Завод ім. Малишева" Г.Д. Гриценко, Генеральний директор і Головний інженер ВО

„Моноліт" В.М. Грищенко, Головний інженер ДП "Завод ім. Малишева" М.В. Чижиков, Генеральний конструктор України з артилерійського та стрілецького озброєння О.Л. Комнацький, Начальник управління Міністерства промислової політики України Е.В. Глушенко, заступники Генерального конструктора України з танкобудування А.Г. Словіковський, В.Ф. Климов, Ю.М. Бусяк, Л.К. Магерамов, В.В. Вакуленко, Ю.І. Волченко, О.І. Веретенников, начальники відділів ХКБМ ім. О.О. Морозова В.О. Кононенко, І.І. Васильченко, ректор Національного автомобільно-дорожнього університету А.М. Туренко, перший проректор цього університету Є.М. Лисіков, завідувачі кафедрами В.П. Писарев, В.Б. Самородов, М.А. Ткачук, П.О. Качанов.

З 1997 при кафедрі під керівництвом Є.Є. Александрова працює редколегія Всеукраїнського науково-технічного журналу „Механіка та машинобудування”.

В 2002 році на загальних зборах АН ВШ України професора Александрова Є.Є. було обрано академіком-секретарем відділення механіки та машинобудування і членом Президії АН ВШ України.

Наукова громадськість України достойно відмітила 60-річний ювілей академіка Є.Є. Александрова. Указом Голови Верховної Ради України він був нагороджений Почесною Грамотою Верховної Ради. Міністерство освіти і науки України нагородило Є.Є. Александрова медаллю „За наукові досягнення”, Президент АН ВШ України вручив йому найвищу нагороду Академії - Нагороду Святого Володимира, а Патріарх Української Православної Церкви Київського Патріарху Філарет своїм Указом нагородив Є.Є. Александрова орденом Святого Рівноапостольного князя Володимира.

Ім'я професора Є.Є. Александрова добре відомо не тільки в Україні. В 2003 році його біографія була розміщена у виданні „Who is Who” Американського Біографічного Інституту в числі біографій 5000 видатних діячів світу з врученням Золотої „Медалі пошани Америки”. В 2006 році Американський Біографічний Інститут номінував професора Є.Є. Александрова в числі 50 видатних діячів світу на отримання „Світової медалі Свободи”.

У своїй діяльності на посаді завідувача кафедри професор Є.Є. Александров завжди тісно співпрацював з деканами факультету транспортного машинобудування професорами В.К. Беловим і В.В. Єпіфановим [1].

Віктор Костянтинович Белов народився 5 жовтня 1937 року в м. Харкові. Закінчив в 1960 році Харківський політехнічний інститут за спеціальністю „локомотиво будування”. В 1969 році захистив кандидатську дисертацію. На кафедрі КГМ працює з дня її заснування. В 1986 році призначений деканом факультету транспортного машинобудування. Під його керівництвом факультет став одним з провідних факультетів університету. У декілька разів збільшилася кількість докторів наук, професорів. При кафедрах КГМ і ДВЗ були створені спеціалізовані вчені ради по захисту докторських дисертацій, захистили докторські дисертації молоді викладачі факультету А.П. Марченко,

А.М. Пойда, Є.І. Третяк, Ф.І. Абрамчук, Є.Є. Александров, В.П. Писарев, В.П. Ольшанський. На посаду завідувача кафедри локомотиво будування був запрошений молодий доктор наук, професор В.І. Омеляненко. Кафедра почала підготовку спеціалістів з нової спеціальності „електричний транспорт”. Почався процес пожвавлення навчально-методичної роботи, почали друкуватися перші підручники і навчальні посібники.

В 2000 році деканом факультету транспортного машинобудування був обраний доцент кафедри КГМ В.В. Єпіфанов.

Віталій Валерійович Єпіфанов народився в 1956 році в м. Харкові. В 1979 році закінчив Харківський політехнічний інститут за спеціальністю „колісні та гусеничні машини”. В 1988 році захистив кандидатську дисертацію. На посаді декана факультету транспортного машинобудування займається подальшими вдосконаленням навчальної, навчально-методичної, наукової і виховної роботи. В 2004 році на факультеті відкрилися нові спеціальності: „інформаційні технології проектування”, за якою ведеться підготовка бакалаврів та спеціалістів кафедрами колісні та гусеничні машини і теорії механізмів і машин, і автомобілі та автомобільне господарство”, за якою здійснює підготовку кафедра автомобіле- і тракторобудування. Факультет транспортного машинобудування вийшов на друге місце в університеті за об’ємом наукової господарчої тематики. Високих показників досяг колектив факультету у виконанні університетських програм „Підручник” і „Кадри”. В 2005 році колективом кафедри ДВЗ під загальною редакцією А.П. Марченко підготовлений і вийшов з друку шеститомний підручник „Двигуни внутрішнього згоряння”. Під редакцією Є.Є. Александрова колектив кафедри КГМ готує п’яти томний підручник „Автоматичне керування рухомими об’єктами та технологічними процесами”, перший том якого вийшов з друку в 2002 році, а другий - в 2006 році. На факультеті щорічно поліпшується кадровий склад викладачів. Докторські дисертації захистили завідувачі кафедрами В.Б. Самородов, М.А. Ткачук, а також співробітники факультету В.О. Пильов та І.В. Парсаданов. До викладацької роботи на факультеті залучені професори К.І. Богатиренко, Б.І. Кузнецов, Є.М. Гецович, підготували докторські дисертації доценти Д.О. Волонцевич, О.В. Устиненко, В.В. Дущенко.

В 1998 році доцент В.В. Єпіфанов отримав Золоту медаль Благодійного фонду захисту авторів інтелектуальної власності ім. М.А. Куцина за розробку нових конкурентноспроможних систем і агрегатів колісних та гусеничних машин спеціального призначення. В 2004 році отримав вчене звання професора.

Список літератури: 1. *Костенко Ю.Т., Морозов В.В., Ніколаєнко В.І.* та ін. Харківський політехнічний: вчені та педагоги. -Х.: Прапор, 1999 – 352 с. 2. *Товажянський Л.Л., Ніколаєнко В.І., Морозов В.В.* та ін. Харківський політехнічний: випускники - гордість і слава. - Х.: Прапор, 2000. - 88с.

Поступила в редколлегию 04.06.07

Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р. техн. наук,
В.В. ПИДАШОВ, аспирант (г. Харьков)

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ И ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПЕРЕСЕЧЁННОЙ МЕСТНОСТИ

Досліджені похибки, що виникають підчас реалізації математичної моделі коливань корпусу гусеничної машини. Проведено порівняльний аналіз точної та наближеної моделі. Дана оцінка та розглянуті можливі області застосування зазначених математичних моделей.

Lapses which originate at implementation of mathematical model of oscillations of the hull of the track vehicle are investigated. The comparative analysis of exact and approximated models is conducted. The estimation is given and possible areas of use of the indicated models are considered.

Введение. Построение максимально полной и адекватной математической модели колебаний корпуса гусеничной машины при её движении по пересечённой местности является основной задачей при исследовании динамики, плавности хода, нагруженности ходовой системы. Полнота и адекватность модели заключается в учёте всех возможных внешних и внутренних факторов, действующих на машину и на систему поддрессоривания в частности, в том числе и нелинейных. Только так можно получить наиболее точные результаты и проанализировать работоспособность машины в различных условиях эксплуатации.

Постановка задачи. Современный уровень развития вычислительной техники позволяет решать самые сложные модели. Однако это требует значительных затрат времени. Поэтому, встаёт вопрос о возможности упрощения математической модели колебаний корпуса гусеничной машины с сохранением требуемой точности конечных результатов. Это, в свою очередь, ведёт к появлению ряда погрешностей, которые в большинстве конструкторских расчётах не должны превышать 3 – 5 %.

Анализ исследований и публикаций. В работах [1, 2] авторами получена математическая модель колебаний корпуса гусеничной машины при её движении по пересечённой местности с учётом всех возможных нелинейных моментов. Также рассмотрены вопросы точности получаемых результатов на различных скоростях движения машины и при разных условиях её эксплуатации. Кроме того, даны рекомендации о возможных упрощениях входящих в модель элементов, которые практически не сказываются на результатах, но позволяют значительно сэкономить время.

Цели работы. Целями данной статьи является исследовать природу погрешностей, возникающих при решении математической модели колебаний

корпуса ГМ; упростить, где это возможно, силовые факторы, действующие на машину при движении; оценить точность получаемых результатов.

Основные погрешности, возникающие при реализации математической модели колебаний корпуса ГМ. При исследовании динамики ГМ при движении по пересечённой местности будем исходить из следующих допущений:

- корпус ГМ совершает плоско-параллельное движение. Это допущение принимается в большинстве работ, где учитываются нелинейные характеристики подвесок, и оправдывается тем, что кинематика индивидуальной подвески, используемой в ГМ, не допускает боковых колебаний корпуса, поскольку они должны сопровождаться боковым скольжением опорных катков по гусенице или гусеницы по грунту;
- в процессе колебаний корпуса будем учитывать деформацию упругих элементов подвески и грунта;
- деформация корпуса машины вследствие его высокой жёсткости отсутствует.
- будем учитывать статическое натяжение гусеницы, которое действует на крайние опорные катки. Во многих задачах необходимо учитывать переменный характер натяжения. Кроме того, иногда натяжением гусеницы можно пренебречь [1, 2].

Наиболее полная математическая модель колебаний корпуса ГМ при её прямолинейном движении представлена в [3]:

$$\begin{aligned}
 m_{no} \frac{\ddot{Z}}{2} &= N_{nz} + N_{gz} - \frac{G_{II}}{2} + \sum_{i=1}^{n_k} R_{zin}; \\
 I_o \frac{\ddot{\phi}}{2} &= N_{ex} (H_2 + Z - q_g) + N_{nx} (H_2 + Z - q_n) - l_n N_{nz} + l_g N_{gz} - \\
 &\quad - \sum_{i=1}^{n_k} \left[R_{zi} \left(l_{\delta i} - R_{\delta} \cos(\beta_i) - \Delta x_i - (H_1 + Z - q_i) \left(\frac{dq_i}{dx_i} + f_{\text{эпунт}} \right) \right) \right],
 \end{aligned} \tag{1}$$

где m_{no} , I_o – масса и момент инерции подрессоренной части гусеничной машины; R_{zi} – полная вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке; n_k – число опорных катков одного борта; G_{II} – вес подрессоренной части машины; N_{nz} , N_{gz} , N_{nx} , N_{ex} – вертикальные и горизонтальные реакции на направляющем и ведущем колёсах, обусловленные их ударом о грунт, соответственно (при отсутствии ударов равны нулю); $l_{\delta i}$, l_n , l_g – расстояния от центра тяжести до осей торсионов, осей направляющего и ведущего колёс соответственно; R_{δ} – длина балансира; β_i – угол между горизонталью и i -м балансиром в статике; Δx_i – смещение по горизонтали оси i -го опорного катка, обусловленное движением по неровно-

сти; H_1, H_2 – расстояния от центра тяжести до осей катков и грунта по вертикали в статике; q_i, q_n, q_e – высоты неровности под i -м опорным катком, направляющим и ведущим колёсами соответственно; dq_i/dx_i – скорость изменения высоты неровности под i -м катком; $f_{\text{грунт}}$ – коэффициент сопротивления перекатыванию опорного катка.

Основные погрешности при решении системы уравнений (1) возникают при учёте натяжения гусеницы, а также, при определении полной вертикальной составляющей реакции грунта, действующей на i -й опорный каток R_{zi} .

Полную вертикальную реакцию грунта, действующую на опорный каток, можно представить в виде:

$$N_{zi} = \frac{c_T(\psi_{0i} + \psi_i - \varphi)}{R_{\sigma} [\cos(\beta_i - \psi_i) + F_i \sin(\beta_i - \psi_i)]} + \frac{P_{ai} R_{\sigma} D_{ai} \sin(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi) \left(R_{\sigma i}^2 + D_{ai}^2 - 2R_{\sigma i} D_{ai} \cos(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi) \right)^{1/2}}{R_{\sigma} [\cos(\beta_i - \psi_i) + F_i \sin(\beta_i - \psi_i)]}, \quad (2)$$

где c_T – жёсткость торсионного вала на кручение, ψ_{0i} – угол предварительной закрутки торсиона, ψ_i – текущий угол закрутки торсиона i -й при движении машины по неровностям, P_{ai} – усилие, обусловленное действием амортизатора (если установлен), D_{ai} – расстояние от оси торсиона до крепления амортизатора в корпус машины, γ_{ai} – угол между балансиrom и расстоянием D_{ai} , параметр $F_i = dq_i/dx_i + f_{\text{грунт}}$, φ – угол продольного наклона корпуса [1].

Выражение (2) является неявной функцией обобщенных координат Z_i (вертикальное перемещение корпуса) и φ . Оно состоит из упругой составляющей N'_{zi} , если учесть член, содержащий жесткость торсиона c_T и знаменатель, и составляющей, обусловленной амортизатором N''_{zi} , если учесть член, содержащий P_{ai} со знаменателем. Выражение (2) можно представить в виде приближённой явной функции обобщённых координат. Для этого произведём разложение упругой составляющей и составляющей, обусловленной гидравлическим амортизатором. Искомое разложение в ряд в виде общего выражения можно представить следующим образом, если удерживать члены не выше Z_i^3 , φ :

$$N'_{zi} = N_{zi}(0) + \left(\frac{\partial N'_{zi}}{\partial Z_i} \right)_0 Z_i + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 N'_{zi}}{\partial Z_i^2} \right)_0 Z_i^2 + \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 N'_{zi}}{\partial Z_i^3} \right)_0 Z_i^3 + \varphi \left[\left(\frac{\partial N'_{zi}}{\partial \varphi} \right)_0 + \left(\frac{\partial^2 N'_{zi}}{\partial Z_i \partial \varphi} \right)_0 Z_i \right] + \dots \quad (3)$$

Индекс ноль у скобки указывает на то, что частная производная вычисляется для положения равновесия. Учитывая функциональную зависимость $N'_{zi}(\psi_i, \varphi)$, $\psi_i(Z_i)$, вычисляем частные производные:

$$\frac{\partial N'_{iz}}{\partial Z_i} = \frac{\partial N'_{zi}}{\partial \psi_i} \frac{d\psi_i}{dZ_i}; \quad \frac{\partial^2 N'_{zi}}{\partial Z_i^2} = \frac{\partial^2 N'_{zi}}{\partial \psi_i^2} \left(\frac{d\psi_i}{dZ_i} \right)^2 + \frac{\partial N'_{zi}}{\partial \psi_i} \frac{d^2 \psi_i}{dZ_i^2} \text{ и т.д.}$$

В результате разложения получим выражение упругой составляющей реакции:

$$N'_{zi} = N_{zi}(0) + A_{1i}Z_i + A_{2i}Z_i^2 + A_{3i}Z_i^3 + \varphi(A_{4i} + A_{5i}Z_i) + \dots, \quad (4)$$

где $N_{zi}(0)$, A_{ji} – функции уравнения неровностей, так как они зависят от F_i :

$$\begin{aligned} N_{zi}(0) &= \frac{c_T \psi_{0i}}{R_\sigma \Phi_i}; \quad A_{1i} = \frac{c_T}{R_\sigma \Phi_i \cos(\beta_i)} \left(1 - \psi_{0i} \frac{\Omega_i}{\Phi_i} \right); \\ A_{2i} &= \frac{c_T}{2R_\sigma \cos^2(\beta_i)} \left(-2 \frac{\Omega_i}{\Phi_i^2} + (\psi_{0i} - \text{tg}(\beta_i)) \frac{1}{\Phi_i} + 2\psi_{0i} \frac{\Omega_i^2}{\Phi_i^3} + \psi_{0i} \text{tg}(\beta_i) \frac{\Omega_i}{\Phi_i^2} \right); \\ A_{3i} &= \frac{c_T}{6R_\sigma^4 \cos^3(\beta_i) \Phi_i} \left[4 - 6\psi_{0i} \text{tg}(\beta_i) + 3\text{tg}^3(\beta_i) + \right. \\ &\quad \left. + 3 \left(-2\psi_{0i} + 4\text{tg}(\beta_i) + \psi_{0i} \text{tg}^2(\beta_i) \right) \frac{\Omega_i}{\Phi_i} + \right. \\ &\quad \left. + 4(1 - 3\psi_{0i} \text{tg}(\beta_i)) \frac{\Omega_i^2}{\Phi_i^2} - 6\psi_{0i} \frac{\Omega_i^3}{\Phi_i^3} \right]; \quad A_{4i} = -\frac{c_T}{R_\sigma \Phi_i}; \\ A_{5i} &= \frac{c_T \Omega_i}{R_\sigma^2 \Phi_i \cos(\beta_i)}; \quad \Phi_i = \cos(\beta_i) + F_i \sin(\beta_i); \quad \Omega_i = \sin(\beta_i) - F_i \cos(\beta_i). \end{aligned}$$

Рассмотрим усилие в амортизаторе P_{ai} . Оно является функцией скорости перемещения поршня штока относительно цилиндра V_i и определяется экспериментально. Аналитически эту характеристику можно представим в виде:

$$P_{ai} = \begin{cases} k_{npi} V_i^2, & 0 < V_i \leq V_{0i}; \\ P_{0i}, & V_i > V_{0i}; \\ -k_{обi} V_i^2, & V_i \leq 0, \end{cases} \quad (5)$$

где P_{0i} – усилие отсечки

В (5) первая строка соответствует прямому ходу, когда скорость движения поршня относительно цилиндра V_i меньше скорости V_{0i} , соответствующей усилию отсечки P_{0i} . Вторая строка соответствует моменту открытия дополнительных перепускных клапанов, когда усилие в амортизаторе равно P_{ai} усилию отсечки P_{0i} . Третья строка соответствует обратному ходу амортизатора.

Скорость движения поршня штока относительно цилиндра V_i можно определить дифференцированием по времени длины амортизатора AB_i , которое также является функцией обобщённых координат:

$$AB_i = \sqrt{R_{\sigma}^2 + D_{ai}^2 - 2R_{\sigma}D_{ai} \cos(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi)}. \quad (6)$$

Выражение (6) представляет собой AB_i в виде неявной функции обобщенных координат. Получим явное выражение искомого отрезка в зависимости от обобщенных координат. С этой целью производим разложение неявной функции (6) в степенной ряд по динамическому ходу Z_i и φ , ограничиваясь линейными членами относительно φ и членами, содержащими Z_i^3 .

$$AB_i = d_{0i} - d_{1i}Z_i + \frac{d_{2i}}{2}Z_i^2 - \frac{d_{3i}}{3}Z_i^3 + \varphi(d_{4i} - d_{5i}Z_i). \quad (7)$$

Здесь:

$$\begin{aligned} d_{0i} &= \sqrt{R_{\sigma}^2 + D_{ai}^2 - 2R_{\sigma}D_{ai} \cos(\gamma_{ai})}; & d_{1i} &= \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}a_i} \sin(\gamma_{ai}); \\ d_{2i} &= \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}a_i^2} \left(\frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}^2} + \cos(\gamma_{ai}) + \sin(\gamma_{ai}) \operatorname{tg}(\beta_i) \right); \\ d_{3i} &= \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{2d_{0i}a_i^3} \left(3 \frac{R_{\sigma}^2 D_{ai}^2}{d_{0i}^4} \sin^3(\gamma_{ai}) - \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}^2} \cos(\gamma_{ai}) (\sin(\gamma_{ai}) + 3 \operatorname{tg}(\beta_i)) - \right. \\ &\quad \left. - 3 \cos(\gamma_{ai}) \operatorname{tg}(\beta_i) - 3 \sin(\gamma_{ai}) \operatorname{tg}^2(\beta_i) \right); \\ d_{4i} &= \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_0} \sin(\gamma_{ai}); \\ d_{5i} &= \frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}a_i} \left(\frac{R_{\sigma}D_{ai}}{d_{0i}^2} \sin^2(\gamma_{ai}) + \cos(\gamma_{ai}) \right). \end{aligned}$$

В результате, получаем искомое выражение скорости работы амортизатора i -й подвески:

$$V_i = (d_{1i} - d_{2i}Z_i + d_{3i}Z_i^2 + d_{5i}\varphi) \dot{Z}_i - (d_{4i} + d_{5i}Z_i)\dot{\varphi}, \quad (8)$$

где

$$\dot{Z}_i = -\dot{Z} + l_i\varphi + q_i.$$

Перейдём к представлению в явной форме силовой характеристики телескопического амортизатора в виде реакции N''_{zi} , действующей на каток и зависящей от P_{ai} . Так как усилие в амортизаторе P_{ai} представлено функцией Z_i , \dot{Z}_i с учётом выражений (5) и (8), остаётся представить передаточное отношение между осью амортизатора и осью катка. С этой целью необходимо разложить в ряд по Z_i выражение, стоящее сомножителем возле P_{ai} в (2):

$$N''_{zi} = P_{ai} (a_{0i} + a_{1i}Z_i + a_{2i}Z_i^2 + a_{3i}\varphi), \quad (9)$$

Здесь постоянные и функции времени запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} a_{0i} &= k'_{2i} \frac{\sin(\gamma_{ai})}{\omega_{li}}; \\ a_{1i} &= -\frac{k'_{2i}}{a_i\omega_{li}} \left(\cos(\gamma_{ai}) - \frac{k'_{1i} \sin^2(\gamma_{ai})}{2} + \omega_{2i} \sin(\gamma_{ai}) \right); \\ a_{2i} &= \frac{k'_{2i}}{4a_i^2\omega_{li}} \left(-\sin(\gamma_{ai}) + \omega_{2i} \cos(\gamma_{ai}) - \frac{k'_{1i}}{4} \sin(\gamma_{ai}) \cos(\gamma_{ai}) \right) + \\ &+ \frac{k'_{2i}}{4a_i^2\omega_{li}} \left[\omega_{2i} \cos(\gamma_{ai}) + \sin(\gamma_{ai}) + \omega_{2i} \sin(\gamma_{ai}) \left(2\omega_{2i} - \frac{k'_{1i} \sin(\gamma_{ai})}{2} \right) \right] + \\ &+ \frac{k'_{2i}k'_{1i}}{4a_i^2\omega_{li}} \left(\cos(\gamma_{ai}) + \omega_{2i} \sin(\gamma_{ai}) - 0,75 k'_{1i} \sin^2(\gamma_{ai}) \right) + \\ &+ \frac{k'_{2i}}{4a_i^2} \operatorname{tg}(\beta_i) \left(\cos(\gamma_{ai}) + \omega_{2i} \sin(\gamma_{ai}) - \frac{k'_{1i} \sin^2(\gamma_{ai})}{2} \right); \\ a_{3i} &= \frac{k'_{2i}}{\omega_{li}} \left(\cos(\gamma_{ai}) - \frac{k'_{2i} \sin^2(\gamma_{ai})}{2} \right). \end{aligned}$$

Функции уравнения неровностей таковы:

$$\omega_{1i} = \cos(\beta_i) + F_i \sin(\beta_i); \quad \omega_{2i} = \sin(\beta_i) - F_i \cos(\beta_i).$$

Постоянные:

$$k_i = \frac{2R_a D_{ai}}{R_a^2 + D_{ai}^2}; \quad k'_{1i} = \frac{2R_a D_{ai}(1 - k_i \sin(\gamma_{ai}))}{\sqrt{R_a^2 + D_{ai}^2}},$$

$$k'_{2i} = \frac{D_{ai}}{\sqrt{R_a^2 + D_{ai}^2} \sqrt{(1 - k_i \sin(\gamma_{ai}))}}.$$

В (9) член, стоящий сомножителем возле P_{ai} , является, как уже говорилось, передаточным отношением между амортизатором и осью катка, которое изменяется в зависимости от динамического хода и уравнения неровностей. При этом a_{0i} – передаточное отношение вблизи положения равновесия подвески. Остальные члены, стоящие в скобках выражения (9), характеризуют изменение передаточного отношения в зависимости от динамического хода.

Рассмотрим влияние натяжения гусеницы. Учёт переменного натяжения является очень сложной и объёмной задачей. В работе [2] приведен алгоритм определения переменного натяжения гусеничного обвода в случае линейной и нелинейной зависимости удлинения гусеницы от натяжения. Рассмотрим случай, когда учитывается только статическое натяжение T_0 , причём натяжения переднего T_1 и заднего T_6 наклонных участков гусеницы (для 6-ти опорной машины при заднем расположении ведущих колёс) определяются как [1]:

$$T_1 = T_0; \quad T_6 = T_1 + F_6 \frac{G_{II}}{2}. \quad (10)$$

Из условия равновесия балансира и опорного катка в промежуточном положении во время движения запишем полную реакцию грунта с учётом (10):

$$R_{z1} = \frac{\frac{c_T}{R_6} (\psi_{01} + \psi_1 - \varphi) + P_{a1} \sin(\delta_1) - T_1 [\sin(\beta_1 - \psi_1) - \sin(\beta' - \psi_1 + \theta_1)]}{\cos(\beta_1 - \psi_1) + F_1 \sin(\beta_1 - \psi_1)}. \quad (11)$$

где

$$\sin(\delta_i) = \frac{D_{ai} \sin(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi)}{\sqrt{R_{\delta i}^2 + D_{ai}^2 - 2R_{\delta i} D_{ai} \cos(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi)}}. \quad (12)$$

Индекс i в выражении (12) обозначает номер подвески, на которой установлен амортизатор. Так как ψ_1, θ_1 – функции Z_1 , разложив сомножитель при T_1 в степенной ряд, получим выражение полной вертикальной составляющей грунта, действующей на первый опорный каток, в виде явной функции обобщённых координат:

$$R_{z1} = N_{z1}(0) + A_{11}Z_1 + A_{21}Z_1^2 + A_{31}Z_1^3 + \varphi(A_{41} + A_{51}Z_1) + P_{a1} \left(a_{01} + a_{11}Z_1 + a_{21}Z_1^2 + a_{31}\varphi \right) - T_1 \left(b_{01} + b_{11}Z_1 + b_{21}Z_1^2 + \varphi(b_{31} + b_{41}Z_1) \right) \quad (13)$$

где

$$\beta' = \alpha_1 - \beta_1;$$

$$n = \frac{L'_n}{R_\sigma} \cos(\gamma_n) + \cos(\beta'); \quad n_1 = \sin(\beta_1) - \sin(\beta'); \quad n_2 = -\cos(\beta_1) + \cos(\beta');$$

$$b_{01} = \frac{n_1}{\Phi_1}; \quad b_{11} = -\frac{1}{a_1\Phi_1} \left(-n_2 + \frac{n_1\Omega_1}{\Phi_1} + \frac{1}{n} \cos(\beta') \cos(\beta_1) \right);$$

$$b_{21} = -\frac{1}{2a_1\Phi_1} \left[\frac{\Omega_1}{\Phi_1} \left(n_2 - 2\frac{n_1\Omega_1}{\Phi_1} \right) - \frac{1}{n_2} \sin(\beta') \cos^2(\beta') + \frac{\cos(\beta')}{n} \left(\sin(\beta') - \frac{\sin 2(\beta')}{n} \right) - \frac{2}{n} \cos(\beta') \left(-\sin(\beta') + \frac{\Omega_1}{\Phi_1} \cos(\beta') \right) + \operatorname{tg}(\beta') \left(n_2 - \frac{n_2\Omega_1}{\Phi_1} - \frac{\cos^2(\beta')}{n} \right) \right];$$

$$b_{31} = -\frac{L'_n \cos(\beta') \cos(\gamma_n)}{R_\sigma n \Phi_1};$$

$$b_{41} = -\frac{L'_n}{R_\sigma a_1 n^2 \Phi_1} \left(n \left(\sin(\beta') - \frac{\Omega_1}{\Phi_1} \cos(\beta') \right) \cos(\gamma_n) - \cos(\gamma_n) \sin(\beta') \cos(\beta') + \cos(\beta') \sin(\gamma_n - \beta') \right).$$

Аналогичное разложение реакции грунта производится для последнего опорного катка:

$$R_{z6} = \frac{\frac{c_T}{R_\sigma} (\psi_{06} + \psi_6 - \varphi) + P_{a6} \sin(\delta_6) - T_6 [\sin(\beta_6 - \psi_6) - \sin(\beta'' - \psi_6 - \theta_6)]}{\cos(\beta_6 - \psi_6) + F_6 \sin(\beta_6 - \psi_6)}. \quad (14)$$

где $\beta'' = \alpha_6 + \beta_6$. Разложив коэффициент при T_6 в степенной ряд по Z_6 с учётом соотношений (2.4), (2.9), получим:

$$\begin{aligned}
R_{z_6} = & N_{z_6}(0) + A_{16}Z_6 + A_{26}Z_6^2 + A_{36}Z_6^3 + \varphi(A_{46} + A_{56}Z_6) + \\
& P_{a_6} \left(a_{06} + a_{16}Z_6 + a_{26}Z_6^2 + a_{36}\varphi \right) - \\
& - T_6 \left(b_{06} + b_{16}Z_6 + b_{26}Z_6^2 + \varphi(b_{36} + b_{46}Z_6) \right)
\end{aligned} \tag{15}$$

В этом выражении постоянные и функции уравнения неровностей запишем в следующем виде:

$$m = \frac{L'_\epsilon}{R_\sigma} \cos(\gamma_\epsilon) - \cos(\beta''); \quad m_1 = \sin(\beta'') - \sin(\beta_\epsilon);$$

$$m_2 = \cos(\beta_\epsilon) - \cos(\beta''); \quad F_6 = f_{\text{срыв}} + \frac{dq_6}{dx_6}$$

$$b_{06} = \frac{m_1}{\Phi_6};$$

$$b_{16} = -\frac{1}{a_6\Phi_6} \left(\frac{L'_\epsilon}{R_\sigma m} \cos^2(\beta'') + \frac{m_1\Omega_6}{\Phi_6} - m_2 \right);$$

$$\begin{aligned}
b_{26} = & \frac{1}{m a_6 \Phi_6} \left[\frac{\Omega_6}{\Phi_6} \left(2m_2 - m_1 \frac{\Omega_6}{\Phi_6} \right) + \frac{2L'_\epsilon}{R_\sigma m} \sin(\beta'') \cos(\beta'') \left(1 - \frac{\Omega_6}{\Phi_6} \text{ctg}(\beta'') \right) + \right. \\
& + \frac{L'^2_\epsilon}{R_\sigma^2 m^2} \sin(\beta'') \cos^2(\beta'') + \frac{L'_\epsilon}{R_\sigma m} \cos(\beta'') \sin(\beta'') \left(1 + \frac{2}{m} \cos(\beta'') \right) + \\
& \left. + \left(m_2 - \frac{m_1\Omega_6}{\Phi_6} \right) \text{tg}(\beta_\epsilon) - \frac{L'_\epsilon}{R_\sigma m} \text{tg}(\beta_\epsilon) \cos^2(\beta'') \right];
\end{aligned}$$

$$b_{36} = \frac{\cos(\beta'') \cos(\gamma_\epsilon)}{m \Phi_6};$$

$$\begin{aligned}
b_{46} = & \frac{\cos(\gamma_\epsilon)}{m a_6} \left[\frac{\sin(\beta'')}{\Phi_6} \left(1 - \text{ctg}(\beta_\epsilon) \frac{\Omega_6}{\Phi_6} \right) + \frac{L'_\epsilon}{m R_\sigma \Phi_6} \sin(\beta'') \cos(\beta'') + \right. \\
& \left. + \frac{\cos(\beta'')}{m \Phi_6} \left(\sin(\beta'') + \frac{L'^2_\epsilon}{R_\sigma^2} \cos(\beta'') \text{tg}(\gamma_\epsilon) \right) \right].
\end{aligned}$$

При реализации математической модели колебаний корпуса можно использовать точные выражения вертикальной составляющей реакции грунта (11), (14) (для промежуточных катков натяжение гусеницы равно нулю). В работе [2] рекомендуется использовать выражения полной вертикальной составляющей грунта в приближенной форме (13), (15). В этом случае про-

грамма расчёта упрощается (отсутствуют углы поворота балансира ψ_i) и экономится счётное время. Погрешность при таком подходе составляет до 3%.

Учёт влияния натяжения гусеницы в расчётах динамики ГМ занимает особое место. В настоящее время во многих работах, посвящённых математическому моделированию динамики движения ГМ по неровностям, считается, что гусеница не оказывает значительного влияния на плавность хода машины. В связи с этим натяжение прямо считать постоянным и определяющимся выражениями (10), хотя во многих задачах оно считается переменным.

Для оценки погрешностей, возникающих при реализации математической модели (1), сравним полученные результаты угловых и вертикальных колебаний и ускорений с результатами модели, приведенной в работе [1], которая аналогична системе (1), только натяжение гусеницы постоянное:

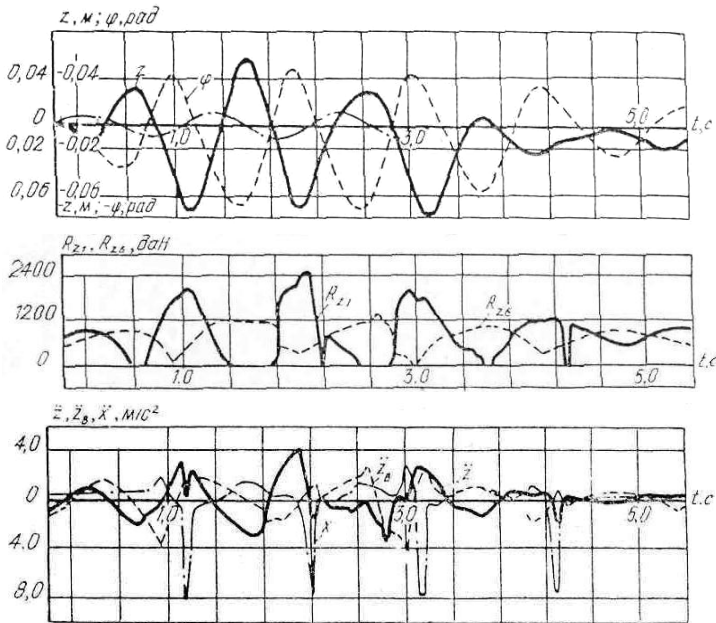


Рис. 1. Кривые $Z, \varphi, \ddot{Z}, \ddot{Z}_g, R_{z1}, R_{z6}$, полученные на основании точной модели

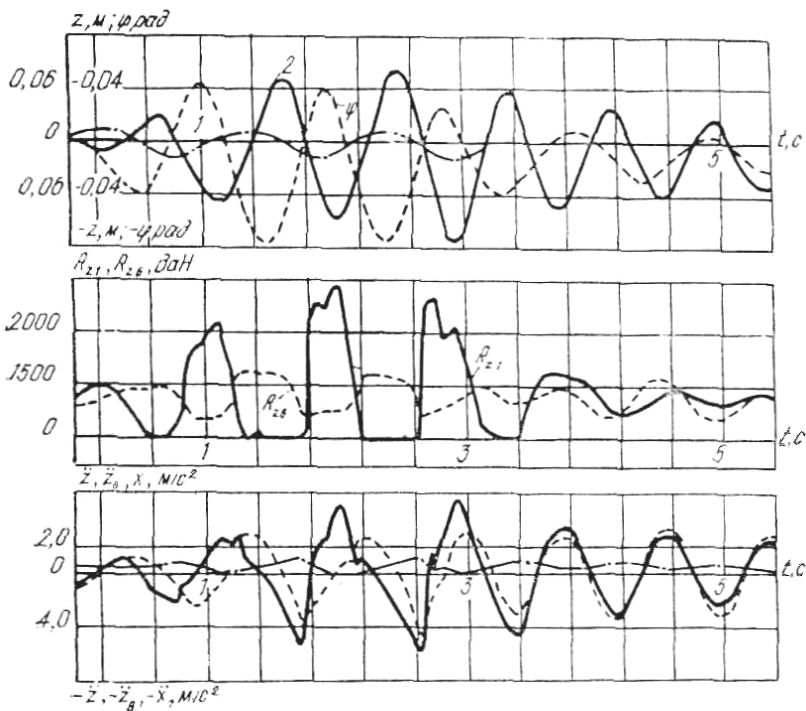


Рис. 2. Кривые $Z, \varphi, \ddot{Z}, \ddot{Z}_6, R_{z1}, R_{z6}$, полученные на основании модели (1) с учётом постоянного натяжения гусеницы

На рис. 1, 2 приведены кривые вертикальных Z и угловых φ колебаний корпуса ГМ, вертикальные составляющие реакции грунта для крайних опорных катков R_{z1}, R_{z6} , ускорения центра тяжести машины и на месте механика-водителя $\ddot{Z}, \ddot{x}, \ddot{Z}_6$ соответственно для точной модели (1) и модели (1) с учётом с постоянного натяжения гусеницы (так называемая модель первого приближения). Кривые получены в работе [2] при движении машины со скоростью 25 км/ч по синусоидальным неровностям высотой 0,05 м и расстоянием между неровностями 6,72 м. При сравнении точной модели (1) с переменным натяжением гусеницы и модели первого приближения кривые $Z, \varphi, \ddot{Z}, \ddot{Z}_6, R_{z1}, R_{z6}$ и их амплитудные значения отличаются друг от друга незначительно. Наибольшее отличие при сравнении точной и приближенной модели наблюдается в характере и амплитудных значениях горизонтальных ускорений центра тяжести машины.

Так, горизонтальные ускорения, построенные на основании точной модели (см. рис. 1) достигает $0,8 g$. На основании интегрирования приближённой модели горизонтальное ускорение не превосходит $0,2 \text{ м/с}^2$. Этот факт говорит о том, что основная причина горизонтальных ускорений центра тяжести гусеничной машины – рост натяжения рабочего или переднего наклонного участков гусеницы.

Из анализа расчётов, приведенных в [2] можно сделать вывод, что резонанс вертикальных колебаний на основании точной модели происходит при скорости движения 31 км/ч . Этот же резонанс по приближённой модели наблюдается при $29 \dots 30 \text{ км/ч}$. Резонанс продольных угловых колебаний на основании точной модели происходит при 20 км/ч , на основании приближённой – $19 \dots 20 \text{ км/ч}$. Следовательно, расчёт резонансных скоростей на основании модели первого приближения даёт погрешности: по вертикальным колебаниям $\Delta_z = 3 \dots 4\%$, по угловым колебаниям $\Delta_\varphi = 5\%$.

При расчёте горизонтальных ускорений центра тяжести корпуса приближённая математическая модель даёт недопустимую погрешность. В данной работе не рассматривается математическая модель колебаний корпуса машины, в которой натяжение гусеницы не учитывается (модель второго приближения). Такая модель используется довольно редко и даёт вышеупомянутые погрешности $30 \dots 50\%$ [2].

Заключение. Существующая математическая модель колебаний корпуса гусеничной машины при её движении по пересечённой местности позволяет в зависимости от условий и требуемой задачи с разной степенью точности исследовать и оценить нагруженность системы поддрессоривания и плавность хода машины. Наиболее оптимальной для задач на плавность хода можно считать модель (1) первого приближения, которая учитывает все нелинейности, имеющие место при движении машины, и постоянное натяжение гусеницы. Такая модель даёт допустимые погрешности получаемых результатов и при этом позволяет значительно упростить расчёты и сэкономить счётное время.

Список литературы: 1. Аврамов В.П. Динамика гусеничной транспортной машины при прямолинейном движении по неровностям. – Киев: УМК ВО, 1992. – 100 с. 2. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям. – Харьков: Вища школа, 1989. – 112 с. 3. Александров Е.Е., Грита Я.В., Дуценко В.В. и др. Колебания в транспортных машинах. – Киев: Віпол, 1996. – 256 с.

Поступила в редколлегию 10.05.07

Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р. техн. наук,
С.В. СТРИМОВСКИЙ, аспирант (г. Харьков)

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ В ЭЛЕКТРОННОМ БЛОКЕ МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНС- МИССИЕЙ НА СОВРЕМЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

Пропонується проектувати мікропроцесорні системи керування гідромеханічними трансмісіями з розширеними діагностичними функціями завдяки аналізу більшої кількості параметрів, чим це необхідно для реалізації законів керування трансмісією. Розглянуті способи проведення повної діагностики автоматичної трансмісії за допомогою електронного блока керування.

It is offered design the microprocessor control system hydromechanical transmissions with extended diagnostic functions due to analysis of the greater number parameter, than this required for realization of the laws of control transmission. The considered ways of the undertaking the full diagnostics automatic transmission by means of electronic control unit.

Введение. В настоящее время гидромеханическая трансмиссия с микропроцессорной системой управления получила широкое распространение на транспортных средствах. Это объясняется тем, что по своим техническим и эксплуатационным характеристикам она не только не уступает механической трансмиссии, но и значительно превосходит ее по удобству пользования, то есть облегчает работу водителя, который не участвует в процессе переключения передач. Переключение передач в такой трансмиссии осуществляется автоматически по заранее заданной программе в электронном блоке микропроцессорной системы управления.

Анализ проблемы диагностирования гидромеханических трансмиссий.

Гидромеханическая трансмиссия (ГМТ) с микропроцессорной системой управления является сложной гидро- электромеханической системой, поскольку она состоит из гидравлической, электрической и механической частей. Блок-схема такого рода системы показана на рис. 1.

Выход из строя автоматической трансмиссии может произойти в результате возникновения одной или комбинации неисправностей в следующих местах [1]:

- в электрической части системы управления;
- в гидравлической части системы управления;
- одного или нескольких фрикционов коробки передач;
- в механической части коробки передач;
- в гидротрансформаторе;
- в электронном блоке управления.

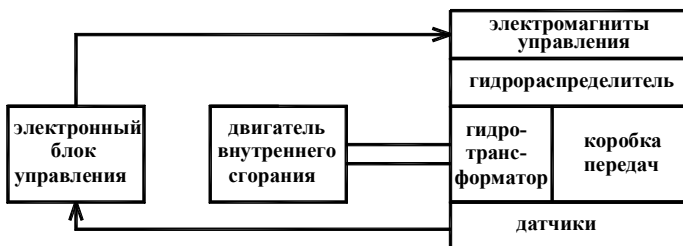


Рис.1 – Блок-схема гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления

Диагностика ГМТ представляет собой процесс последовательного исключения из числа подозреваемых элементов исследуемой системы, в результате чего остаются только те, которые могут быть связаны с возникшей неисправностью. Редко когда удается сразу определить неисправность элемента. Поэтому прежде чем принимать решение о капитальном ремонте ГМТ необходимо хотя бы ориентировочно выяснить причину неудовлетворительной работы трансмиссии. Часто такой причиной служит неисправность одного из многочисленных датчиков или нарушение одного из регулировочных параметров системы управления и в результате простая замена датчика или проведение регулировки привода может привести к нормализации работы ГМТ. Таким образом, квалифицированная диагностика может во многих случаях избавить владельца транспортного средства от дорогостоящего ремонта.

Появление электронного блока в системе управления позволило значительно расширить возможности диагностики ГМТ. Электронный блок управления (ЭБУ) обеспечивает самодиагностику электрической части системы управления, а для некоторых моделей трансмиссий ее гидравлической части. Для этого ЭБУ непрерывно контролирует работу всех элементов, запоминая в виде определенных кодов любые неисправности, которые появились в процессе эксплуатации транспортного средства. В дальнейшем, во время проведения процедуры диагностики, эти коды могут быть считаны с блока управления и по ним можно определить ориентировочную причину возникновения неисправности, а иногда и верно указанный неисправный элемент.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является анализ возможности выполнения полной диагностики ГМТ и ее системы управления с помощью ЭБУ.

Рассмотрим какие параметры необходимо контролировать ЭБУ, для того чтобы провести полную диагностику автоматической ГМТ.

Диагностика электрической части системы управления.

В первую очередь ЭБУ анализирует исправную работу датчиков и электромагнитов включения передач, как перед началом, так и в процессе движения машины. В автоматических системах управления трансмиссией приме-

няются чаще всего следующие типы датчиков: потенциометрические, контактные, индукционные, гальваномангнитные (основанные на эффекте Холла).

Потенциометрические датчики могут определять положение педали подачи топлива, положение рычага селектора выбора режима работы трансмиссии и т.д. Включение такого типа датчиков в электрическую цепь показано на рис.2.

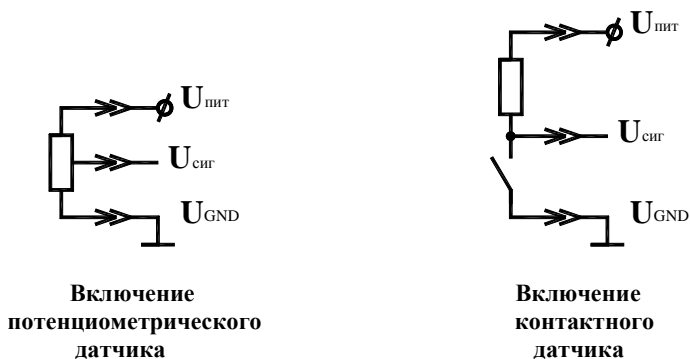


Рис. 2 – Включение датчиков в электрическую цепь системы управления
 $U_{пит}$ – напряжение питания; $U_{сиг}$ – напряжение сигнала, поступающее в электронный блок; U_{GND} – общий ноль

Из рисунка видно, что продиагностировать такого типа датчик очень просто. Если произойдет обрыв питающего провода, то $U_{сиг}$ будет равно U_{GND} . Если произойдет обрыв общего провода, то $U_{сиг}$ будет равно $U_{пит}$. Если произойдет обрыв сигнального провода, то на входе в блок напряжение будет приблизительно равно нулю. Поэтому достаточно выставить рабочий диапазон датчика так, чтобы $U_{сиг}$ всегда было больше U_{GND} и меньше $U_{пит}$. И если выполнится одно из перечисленных условий, то это будет свидетельствовать о том, что датчик неисправен или сбилась его установка.

Индукционные или гальваномангнитные датчики применяются в основном для определения частоты вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес машины. Чаще всего эти датчики выполняются с контрольным выводом состояния электрических цепей. Но кроме этого, их исправную работу можно определять с помощью ЭБУ путем логического анализа. Например, если по алгоритму работы трансмиссии включилась 1-я передача в результате перевода рычага селектора в положение «движение вперед», а частота вращения коленчатого вала двигателя измеряется как равная нулю, то можно судить о неисправности датчика. Или если на 1-й передаче определяем избыточную угловую скорость вала двигателя, а сигнал от датчика частоты вращения ведущих колес измеряется как равный нулю, то можно судить о неисправности датчика частоты вращения ведущих колес. Или наконец на 2-

й и более высших передачах сигнал любого из датчиков измеряется как равный нулю, то соответствующий датчик вышел из строя.

Датчики контактного типа могут применяться для определения нажатия педали тормоза, определения положения рычага селектора выбора режима работы трансмиссии, а также в качестве кнопок и переключателей выбора режимов. Основной способ проверки работоспособности такого датчика – это вывод от него дублирующего сигнала на контрольный разъем. Очень часто производители автомобильной техники делают так, чтобы в результате поступления сигнала от контактного датчика через ЭБУ загорался соответствующий индикатор или светодиод. Это информирует водителя о том, что система управления восприняла его действие.

Контролировать работу электромагнитов включения передач можно двумя способами: с помощью датчиков измерения тока или с помощью датчика определяющего наличие магнитного поля, например геркона. Если применять герконы, то необходимо каждый из них устанавливать возле соответствующего электромагнита. Это делает управляющую систему громоздкой. Лучше всего применять датчики тока, которые располагаются в ЭБУ. Как только электронный блок подключает обмотку электромагнита в замкнутую электрическую цепь, он тут же измеряет величину протекающего тока. Если она не соответствует заданной, то считается, что электромагнит неисправен. Современные микросхемы силовых ключей для управления электромагнитами в автомобильной электронике выполняются с интегрированными датчиками тока [2,3].

В результате выше сказанного можно сделать вывод о том, что ЭБУ, спроектированный на основе микропроцессорной техники, в системе управления ГМТ может полностью диагностировать работу ее электрической части [4,5].

Диагностика гидравлической части системы управления.

Как правило, исправность гидравлической части системы управления определяют по трем основным параметрам – уровень масла, качество его состояния и давление в основной магистрали системы управления. Измерение уровня масла даёт важные сведения о состоянии трансмиссии. В первую очередь можно судить о герметичности трубопроводов системы управления. Неправильный уровень масла может привести к неисправной работе, как системы управления, так и самой ГМТ. Например, низкий уровень масла приводит к захватыванию насосом масла и воздуха. Воздух смешивается с маслом и увеличивает его сжимаемость, что приводит к задержке переключения передач и замедлению нарастания давления в бустерах фрикционных элементов управления во время их включения. Кроме того, наличие воздуха в масле не позволяет насосу обеспечивать необходимым количеством масла гидротрансформатор и систему смазки, что вызывает перегрев, быстрый износ и выход из строя элементов трансмиссии. И наоборот, если уровень масла слишком высок, то звенья планетарных рядов коробки передач будут оку-

наться в масло. Это вызовет его вспенивание и приведет к тем же самым результатам, что и при низком уровне масла. Вспенивание в комбинации с перегревом вызывает быстрое окисление и испарение масла, что приводит к ненормальной работе клапанов, сервомоторов и фрикционных элементов.

Очень часто работа трансмиссии может нормализоваться после того, как уровень масла был приведен к норме. Для контроля уровня масла в гидравлической системе с помощью ЭБУ необходимо применять датчик уровня (например, потенциометрического типа), датчик температуры масла (терморезистивного типа) и датчик углового положения автомобиля (определяет уклон дороги, на которой в соответствующий момент находится автомобиль). Как правило, уровень масла контролируется при температуре масла 85°C. Следует учитывать, что уровень холодного масла значительно отличается от уровня горячего масла. Алгоритм измерения уровня масла в соответствующие моменты может задаваться ЭБУ.

Не маловажным параметром является анализ качества состояния масла, который позволяет определить значительную внутреннюю поломку ГМТ. Как правило, качество состояния масла определяют по цвету и запаху. Свежее масло из-за добавления в него красителя имеет красный, зеленый или желтый цвета. В процессе эксплуатации оно принимает цвет темного прозрачного лака. В случае возникновения неисправности элементов в ГМТ масло будет изменять свой состав, цвет и запах. Например, масло обесцвечено и имеет черный оттенок с включениями частиц фрикционного материала – это происходит в результате разрушения фрикционов коробки передач, или в масле имеются включения частиц фрикционного материала и стальных частиц – это может быть признаком неисправности гидротрансформатора. Или масло помутнело в результате попадания охлаждающей жидкости двигателя в систему охлаждения масла трансмиссии и смешалось с ним. Охлаждающая жидкость двигателя вызывает раздувание и размягчение фрикционных накладок и тормозов.

Любой из перечисленных случаев сводится к одному: в результате возникновения неисправности элементов в ГМТ масло изменяет свой состав, а следовательно и диэлектрическую проницаемость. Измерять диэлектрическую проницаемость масла можно с помощью емкостного датчика, который необходимо установить в трубопроводе гидравлической системы [6].

Исправная работа системы управления также зависит от давления в основной магистрали гидравлической части системы. Отклонение величины давления от нормы может привести к неисправной работе системы управления. Это может произойти в результате поломки нагнетающего масляного насоса, регулятора давления, а также в результате засорения масляного фильтра или трубопроводов. Поэтому установка нескольких датчиков давления в основной магистрали гидравлической части системы управления позволит ЭБУ проводить анализ состояния гидравлической части системы.

Диагностика фрикционов коробки передач.

Косвенно определить состояние фрикционов коробки передач можно по анализу качества состояния масла. Это было рассмотрено выше. Для прямого анализа состояния фрикционов необходимо в их бустерах разместить датчики давления. По их сигналам ЭБУ может вычислять время нарастания давления в бустерах фрикционов с момента подачи управляющих сигналов на электромагниты, а также судить произошло ли включение заданной передачи или выполнялась ли блокировка гидротрансформатора.

Таким образом, наличие датчиков тока в ЭБУ и датчиков давления в бустерах фрикционов позволяет электронному блоку точно определить, в какой части системы управления возникла неисправность.

Диагностика коробки передач и гидротрансформатора.

Если в результате выполнения выше описанных процедур ЭБУ определил, что система управления ГМТ исправна, то необходимо проанализировать состояние коробки передач и гидротрансформатора. Это можно сделать следующим образом. Известно, что коробка передач на каждой передаче имеет соответствующее постоянное передаточное отношение $i_{кп}$. Поэтому, измерив величины угловых скоростей коленчатого вала двигателя и выходного вала коробки передач, можно вычислить величину $i_{кп}$ и сравнить ее с величиной записанной в постоянной памяти ЭБУ. Поскольку величина $i_{кп}$ на каждой передаче исправной коробки передач имеет постоянное значение, то в случае, если вычисленная величина $i_{кп}$ отличается от записанной в постоянной памяти ЭБУ - это свидетельствует о неисправности внутри коробки передач.

Но следует учитывать, что на косвенное измерение величины $i_{кп}$ будет влиять передаточное отношение гидротрансформатора. Поэтому вычислять величину $i_{кп}$ стоит только после блокировки гидротрансформатора, т.е. когда осуществляется переход с гидравлического на механический способ передачи мощности от двигателя через гидротрансформатор в коробку передач. В этом случае передаточное отношение гидротрансформатора будет равно единице.

Диагностика коробки передач и гидротрансформатора, при наличии двух датчиков измерения угловых скоростей, усложняется тем, что при отклонении величины $i_{кп}$ от заданной нельзя точно определить: поломка произошла в гидротрансформаторе или в коробке передач. Для точного определения места поломки необходимо измерять угловую скорость турбинного колеса гидротрансформатора. Это позволит не только проверять, произошла ли блокировка гидротрансформатора, но и определять величину $i_{кп}$ не дожидаясь когда ЭБУ выдаст сигнал на блокировку гидротрансформатора.

Диагностика электронного блока управления.

Поскольку электронный блок управления является главным элементом в реализации законов управления гидромеханической трансмиссией, а также в проведении диагностики всей системы, то анализ его исправного состояния является очень важной задачей. Разработчики электронных блоков управле-

ния гидромеханическими трансмиссиями обязательно предусматривают внутреннее самотестирование блока. Оно происходит сразу же после подачи питания на блок управления. При прохождении самотестирования электронный блок выполняет тест памяти, проверяет исправность внутренних элементов. После чего проверяется состояние источника питания и производится внешняя диагностика системы управления. Если все проверки произошли успешно, то об этом выдается сигнал водителю при помощи индикатора и разрешается запуск двигателя. Дальнейшая диагностика ГМТ и ее системы управления выполняется в процессе движения транспортного средства.

Выводы. В результате проведенного анализа диагностических параметров автоматической ГМТ можно сделать вывод о том, что ЭБУ может провести полную диагностику этой системы. Но для этого в электрическую часть системы управления необходимо ввести дополнительные датчики, которые не участвуют в реализации законов управления, а предназначены для построения диагностических функций в ЭБУ. Это датчики уровня масла, температуры масла, углового положения автомобиля; датчик качества состояния масла, датчики измерения давления в бустерах фрикционных и в основной магистрали гидравлической части системы управления; датчики измерения тока, протекающего в электромагнитах управления.

На первый взгляд может показаться, что реализация полной диагностики автоматической ГМТ на основе ЭБУ делает систему управления дороже из-за введения дополнительных датчиков и увеличения производительности электронного блока. Но если рассмотреть историю развития автомобильной электроники, то можно увидеть, что в результате применения новых технологий для изготовления электронных компонентов, а также массового производства продукции, электронные системы управления на транспортных средствах значительно подешевели за последние десятилетия. Кроме того, полная диагностики поможет обслуживающему персоналу быстро и легко определять неисправности в ГМТ и ее системе управления. Это позволит владельцам транспортных средств экономить время и затраты на восстановление работоспособности трансмиссии.

Список литературы: 1. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Эксплуатация, диагностика, техническое обслуживание и ремонт. – М.: Астель, 2003. – 479с. 2. Анфимов Е.С., Полинин Е.И. Энциклопедия ремонта. Вып. 8: Микросхемы для современной импортной автоэлектроники. Под общ. ред. Перебаскина А.В. – М: ДЮДЭКА, 1998. – 287с. 3. Прейшофф К. (перевод Биленко А.) Управление двигателем с помощью новых мощных полупроводниковых приборов. CHIP NEWS №2(12), март, 2002. – С. 20-23. 4. Яковлев В.Ф. Диагностика электронных систем автомобиля. Учебное пособие. – М.: СОЛОН-Пресс, 2003. – 272с. 5. Астратов Б.В., Соснин Д.А., Тюнин А.А. Электронное оборудование автомобилей. Диагностика и техническое обслуживание. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 288с. 6. Кошовий М.Д. Пристрій для визначення якості палива на АЗС // Сборник научных трудов ХНАДУ – Харьков: Автомобильный транспорт, 2001.- №7-8. - С. 166-168.

Поступила в редколлегию 23.04.07

Е.Н. БАРЧАН, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт” (г. Мариуполь), **Т.Р. ПОЛИЩУК**, ОАО “Азовобщемаш” (г. Мариуполь), **А.В. ГРАБОВСКИЙ**, НТУ „ХПИ”

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ УТОЧНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ „ВЫБИВНАЯ МАШИНА – ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА”

У статті наведені розрахунково-експериментальні дослідження відпрацьованої піщано-глинистої суміші. Отриманий критерій руйнування суміші. Приведені результати дозволять уточнити змінні механічні характеристики відливки в землі.

Computational and experimental researches of the waste sandy-argillaceous mixture are presented in the article. The criterion of mixture destruction is got. The obtained results will allow to specify variable mechanical characteristics of moulding in a clod.

Введение. В настоящее время в научно-технической литературе все работы, посвященные исследованию процесса отделения формовочной смеси от отливок, „навязывают” свой закон изменения механических и физико-механических характеристик системы „отливка – отработанная смесь” [1-3]. В литературе практически нет работ, посвящённых исследованию закона изменения их жесткостных и демпфирующих характеристик. Однако для уточнения достоверности результатов исследований процесса извлечения отливок из земли на выбивных решетках, и определения напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов самих решеток-грохотов, необходимо учитывать характеристики исследованной системы „выбивная машина – ком с отливкой” [4].

Для решения этой задачи в работе предлагается создание схемы расчёта и определение критерия разрушения, которому будет подчиняться поведение земляной формовочной смеси, по результатам эксперимента.

Постановка задачи. В статье предлагается учёт механических характеристик песчано-глинистой смеси при исследовании процесса отделения смеси от отливок на инерционной выбивной машине с дебалансными вибровозбудителями. Исследуется НДС образцов, вырезанных из отработанной смеси, после заливки в неё металла. Для этого необходимо провести численное исследование и верифицировать результаты на экспериментальных исследованиях. По полученным результатам в дальнейшем предлагается вывести наиболее достоверный критерий разрушения, который поможет определить закон, по которому меняются механические характеристики для системы „отливка – отработанная смесь”.

Также в работе предлагается исследовать напряженно-деформированное состояние системы „отливка – отработанная смесь”, и провести анализ напряжений в отливке при воздействии усилием на запеченную смесь.

При расчёте запеченной формовочной смеси на прочность проводится два типа расчётно-экспериментальных исследования:

- нагружение вырезанного образца нормальным давлением по верхней плоскости и ограничением на ней 2-х других степеней свободы, с жёстким закреплением с противоположной стороны (рис. 1, а), для определения распределения сжимающих напряжений в образце;

- нагружение образца нормальным давлением на половине верхней поверхности и ограничением 2-х других степеней свободы, и жёстким закреплением симметричной относительно центра цилиндра половины грани с противоположной стороны (рис. 1, б), для определения касательных напряжений на срез.

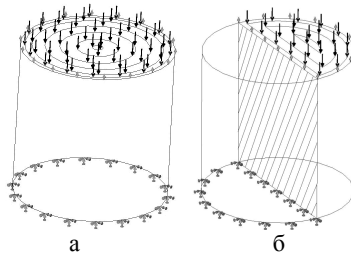


Рис. 1 Схемы нагружения исследуемого образца смеси: а – сжатие образца; б – поперечный сдвиг

Численное моделирование НДС отработанной смеси. Расчёт напряженно-деформированного состояния исследуемых образцов проводится при помощи метода конечных элементов (МКЭ). В представленном исследовании расчёты проведены в программе ANSYS.

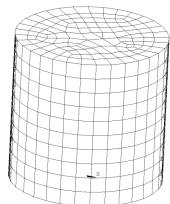


Рис. 2 МКЭ модель исследуемого образца

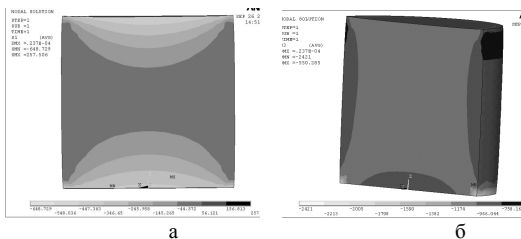


Рис. 3 Распределение главных напряжений σ_1 (а) и σ_3 (б) при сжатии

На рис. 2 представлена конечно-элементная модель вырезанного образца из формовочной смеси. Тип элементов, которыми разбивалась модель – SOLID186, общее число элементов – 1230. В качестве результатов исследования приводятся картины распределения главных напряжений σ_1 и σ_3 (рис. 3).

На рис. 4 представлены результаты распределения максимальных касательных напряжений и главных напряжений σ_1 , которые получены при численном моделировании испытания образца земли на срез.

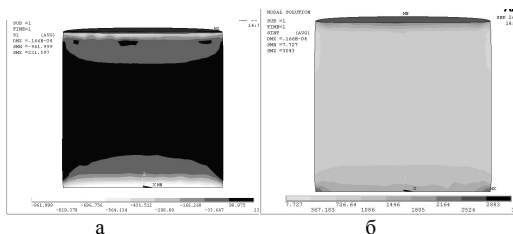


Рис. 4 Распределение главных напряжений σ_1 (а) и максимальных касательных напряжений (б) при сдвиге

Экспериментальное исследование разрушения отработанной смеси.

Испытаниям подвергали комки оборотной смеси, имеющие температуру от 20°С (холодные) до 102°С (горячие). Из комков смеси выпиливали пробы размером 44,3×44,3×50 мм, имеющих сечение $1963 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, идентичных площади поперечного сечения цилиндрических образцов Ø 50 мм и высотой 50 мм. Эти размеры образцов оборотной смеси выбрали из тех соображений, чтобы при испытаниях физико-механических свойств на приборах мод. LRГ и 04116 могли определить прочностные характеристики без корректировки их значений. Шкалы приборов проградуированы на прочностное значение при поперечном сечении образцов $S = 19,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ (при сжатии) и $S = 25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ (при срезе).

При исследовании определяли: температуру смеси, влажность, массу образцов, прочность на сжатие и прочность на срез. Применяли следующие приборы: при определении влажности – весы ВЛТ-200 и прибор мод. 062М; для определения массы образцов – весы ВЛТ-200; при определении прочности на сжатие и срез холодных и горячих образцов – приборы мод. LRГ и 04116.

Таблица

Физико-механические свойства оборотной смеси, полученные при экспериментальных исследованиях

| № | Температура, T°, C | Влажность W, % | M_{omp} | $\sigma_{сж}$, МПа | $\sigma_{срез}$, МПа |
|-----|-----------------------------|----------------|-------------|---------------------|-----------------------|
| 1 | - | 2,5 | - | 0,093 | 0,028 |
| 2 | - | 3,0 | - | 0,058 | 0,021 |
| 3 | 28 | 1,4 | 150,2 | 0,21 | 0,059 |
| 4 | 29 | 1,7 | 152,3 | 0,19 | 0,051 |
| 5 | 20 | 1,5 | 149,6 | 0,11 | 0,025 |
| 6 | 26 | 1,9 | 153,1 | 0,2 | 0,053 |
| 7 | 25 | 1,5 | 156,3-155,3 | 0,2-0,27 | 0,071-0,062 |
| 8 | 21 | 2,0-2,2 | 155,4-147,3 | 0,13 | 0,051-0,052 |
| 9 | 27 | 1,7 | 155,3 | 0,18 | 0,062-0,063 |
| 10 | 22 | - | - | 0,19 | 0,028-0,032 |
| 11 | - | 1,5 | - | 0,16 | 0,103-0,104 |
| 12 | 49 | 1,6 | 151,0 | 0,23 | 0,066 |
| 13 | 83 | 0,3 | 152,8 | 0,41-0,45 | >0,132 |
| 14. | 71 | 0,9 | 150,6 | 0,19 | 0,094-0,068 |
| 15. | 58 | 1,5-1,7 | 135,1 | 0,26 | 0,073-0,072 |
| 16 | 102 | 1,0 | 148,8 | 0,41 | >0,132 |
| 17 | 65 | 0,36 | 155,8 | >0,63 | >0,132 |
| 18 | 98 | 0,2 | 153,0 | 0,48 | >0,132 |
| 19 | 98 | 0,25 | 147,0 | 0,57 | >0,132 |

Анализ физико-механических свойств испытываемых образцов, приведенный в таблице, показывает, что прочности образцов оборотной смеси на сжатие и срез находятся в зависимости от влажности и температуры прогрева смеси.

При влажности образцов смеси от 1,4% до 2,2% после их охлаждения до $20 \div 32^{\circ}C$ прочность на сжатие находится в пределах $0,11 \div 0,21$ МПа.

При влажности $2,5 \div 3,0$ % прочность образцов на сжатие и срез составляет соответственно $0,028 \div 0,021$ МПа. Смеси с температурой более $65^{\circ}C$ и влажностью $<0,36\%$ обладают более высокой прочностью на сжатие-срез, составляющей соответственно от 0,26 до 0,57 МПа. Эти смеси более интенсивно прогреваются при охлаждении отливок в форме, что приводит к снижению влажности и увеличению спекаемости. Для их разрушения требуется в $2 \div 3$ раза большее усилие.

Как видно из расчётно-экспериментальных исследований в качестве критерия разрушения можно принять двойное условие: $|\sigma_3| < [\sigma_{сжк}]$ $|\tau_{max}| < [\sigma_{срез}]$, которое в процессе дальнейших исследований нуждается в уточнении. Первое из условий соответствует преобладанию напряжений сжатия, второе – среза. В качестве „эквивалентного” напряжения можно принять $\sigma_{экр} = \alpha|\tau_{max}| + \gamma|\sigma_3|$, весовые коэффициенты α, γ в котором можно определить из дальнейших экспериментов. Тогда можно установить точность критерия $\sigma_{экр} < [\sigma]$, где $[\sigma]$ определяется на некотором массиве (α, γ) . При этом предполагается, что растягивающие напряжения в объеме земляной смеси малы или отсутствуют.

Численное моделирование НДС материала отливки в отработанной смеси. Исследуется НДС материала отливки, находящегося в коме отработанной смеси. Для этого в программном комплексе ANSYS была построена геометрическая модель, показанная на рис. 5. В этой модели материал отливки находится в центре (самый тёмный) и имеет модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, а материал кома расположен вокруг отливки с модулем упругости, равным $E = 2,1 \cdot 10^9$ Па. Исследовалось также 2 случая нагружения, схемы которых приведены на рис.1, а, б. Модель разбивалась КЭ SOLID186, и общее число элементов составило 107667. Результаты приведены на рис. 6-9.

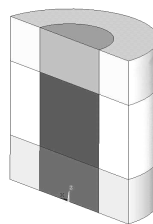


Рис. 5 Геометрическая модель (1/2 модели)

Закключение. В статье были проведены численные исследования экспериментального образца вырезанного из кома запеченной оборотной смеси. В результате этих исследований были получены картины напряженно-деформированного состояния. Далее были проведены экспериментальные исследования. В качестве основных результатов экспериментальных исследований были получены прочностные характеристики экспериментального

образца и определены максимальные напряжения в образце, возникающие при его разрушении. Эти данные помогли установить вид критерия разрушения, которому подчиняется этот процесс.

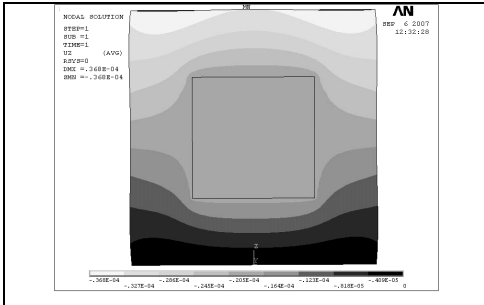


Рис. 6. Осевые перемещения в срединном сечении при сжатии

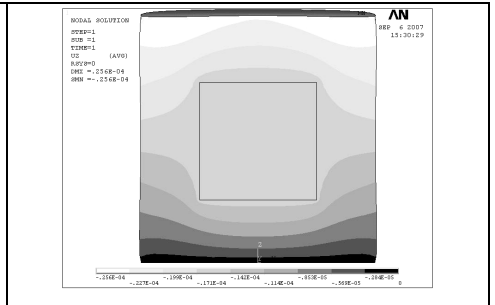


Рис. 7. Осевые перемещения в срединном сечении при сдвиге

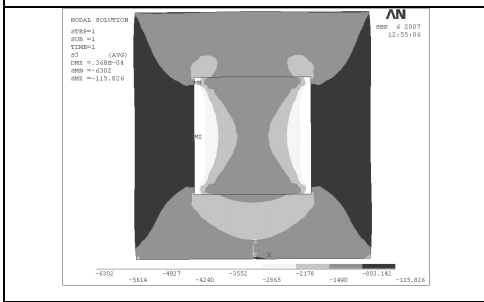


Рис. 8. Главные напряжения σ_3 в срединном сечении при сжатии

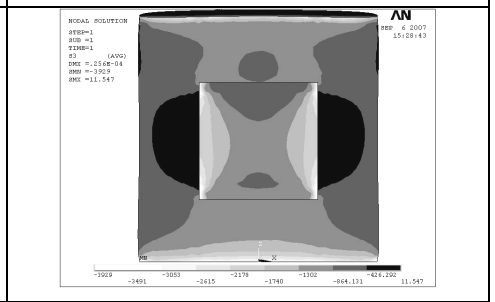


Рис. 9. Главные напряжения σ_3 в срединном сечении при сдвиге

Также было проведено исследование напряженно-деформированного состояния материала отливки, находящегося в коме оборотной смеси.

Полученные данные помогут более подробно изучить процесс отделения отливок от песчано-глинистой смеси при моделировании в процессе дальнейших исследований процесса разрушения земляной формы на выбивной машине.

Список литературы. 1. Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулкевич Р.М., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 2. Гергея И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С.74-82. 3. Нисонский В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.170-177. 4. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов // Вісник НТУ „ХПІ”. Тематичний випуск „Машинобудівництво і САПР”. – 2007. – №3. – С.3-17.

Поступила в редколлегию 01.10.2007

Е.М. ГЕЦОВИЧ, д-р. техн. наук, *А.И. БОНДАРЕНКО* (г. Харьков)

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МОДУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

Запропоновано варіант підвищення економічності пневматичних модуляторів тиску. Проаналізовано вплив зниження витрат запасів стислого повітря, за рахунок використання модуляторів тиску із змінними перетинами, на ефективність гальмування.

The variant of increase of economy of pneumatic keyers of pressure is offered. Influencing of the costs cutting of supplies of the compressed air is analysed, due to the use of keyers of pressure with the variables of section, on efficiency of braking.

Введение. Установка антиблокировочных систем (АБС) на многоосных автомобилях с пневматическим тормозным приводом вызывает значительные затруднения в связи с нехваткой запасов сжатого воздуха при экстренном торможении. В связи с наметившимися тенденциями повышения цен на топливо возникает вопрос о целесообразности применения существующих конструкций модуляторов давления (МД), которые приводят к чрезмерному перерасходу сжатого воздуха, и, как следствие, повышенному отбору мощности двигателя для понижения его запасов.

Анализ последних достижений и публикаций. Из литературы известен способ снижения расходов запасов сжатого воздуха за счет применения МД с переменными проходными сечениями на базе ускорительного клапана (УК) [1-2]. МД с переменными проходными сечениями приводят к снижению расходов запасов сжатого воздуха и, как следствие, уменьшению отбора мощности от двигателя.

Цель и постановка задачи. В данной работе была поставлена задача, заключающаяся в повышении экономичности пневматических модуляторов давления путем снижения расхода запасов сжатого воздуха при работе АБС.

Повышение экономичности пневматических модуляторов давления. Для решения поставленной задачи были составлены дифференциальные уравнения [3]. Результаты, полученные при решении дифференциальных уравнений, показывают, что правильно подобранные площади переменных проходных сечений и частота срабатывания МД позволяют сократить расход запасов сжатого воздуха без снижения эффективности торможения [4-5].

Важнейшая характеристика МД – частота срабатывания. Обычно она находится в пределах 4 – 17 Гц. С повышением частоты срабатывания МД амплитуда пульсации давления уменьшается, однако чрезмерное повышение

частоты пульсации может привести к тому, что не будут успевать реализовываться фаза повышения либо фаза снижения давления.

При какой же частоте будут все еще реализовываться фазы повышения и снижения? Процесс срабатывания и возврата электромагнита зависит от соотношения электромагнитных и противодействующих сил, а также от массы движущихся частей, трения и т. д. [6]. В перечне выше указанных факторов масса движущихся частей занимает не последнее место, т.е. при снижении массы можно добиться снижения продолжительности времени срабатывания и возврата сердечника электромагнита. Таким образом, увеличивается верхний предел частоты срабатывания МД, при которой будут реализовываться фазы повышения и снижения давления во всем диапазоне изменения нагрузочно-сцепных условий на колесах автомобиля.

Достаточно сложно предсказать поведение электромагнита при частоте срабатывания МД от 25 Гц и выше. Поэтому в качестве максимальной частоты срабатывания МД, которая может практически реализоваться, принималась величина 20 Гц.

Конечной целью, для повышения экономичности пневматических модуляторов давления, является получение в исполнительном аппарате пневматического тормозного привода установленного давления, величина которого соответствует среднему давлению в управляющей полости УК. При правильно подобранных проходных сечениях (как впускном, так и выпускном) и частоте срабатывания МД в исполнительных аппаратах амплитуда пульсаций давления, при установившемся среднем давлении в управляющей полости УК, должна быть минимальной (в идеале равна 0).

Для повышения экономичности пневматических модуляторов давления необходимо подобрать сечения каналов при которых амплитуда пульсации давления в тормозном цилиндре составляла бы 0 МПа при различных нагрузочно-сцепных условиях, т.е. при изменении скважности в пределах 0,2...0,8. Изменение скважности в пределах 0...1 практически реализовать не представляется возможным, так как вблизи 0 не будет успевать реализовываться фаза снижения давления, а вблизи 1 – фаза повышения [7].

На рис. 1-2 отобразено изменение давления в управляющей полости и исполнительном аппарате – тормозном цилиндре при различных проходных сечениях и частоте срабатывания МД – 20 Гц.

При проходных сечениях диаметром 0,7 мм (частота управляющего сигнала 20 Гц, скважность 0,5), амплитуда пульсации – 0,0235 МПа (см. рис. 1). При диаметре 0,6 мм (см. рис. 2) амплитуда пульсации в тормозном цилиндре значительно ниже и составляет 0 МПа (частота управляющего сигнала 20 Гц, скважность 0,25).

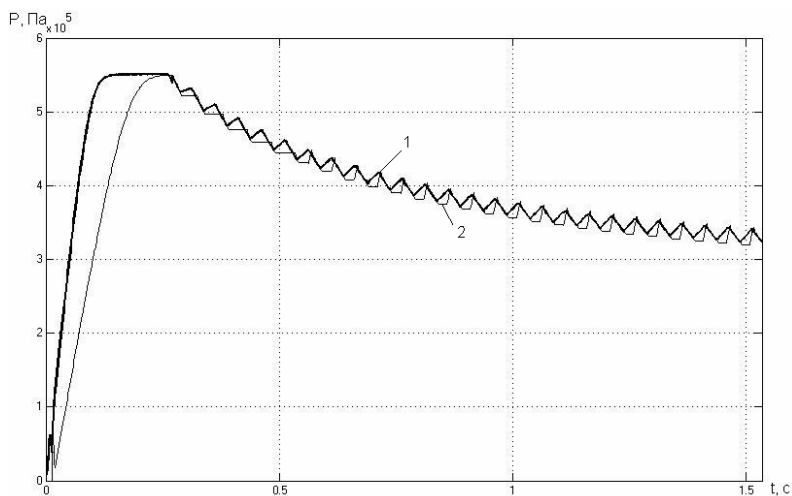


Рисунок 1 – Изменение давления в пневматическом тормозном приводе
 (частота 20 Гц, скважность 0,5, диаметр 0,7 мм)
 1 – управляющая полость УК; 2 – тормозной цилиндр

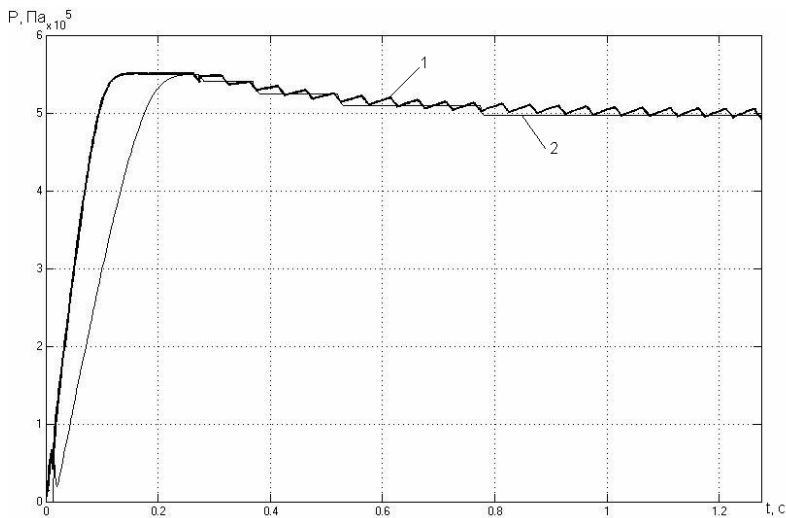


Рисунок 2 – Изменение давления в пневматическом тормозном приводе
 (частота 20 Гц, скважность 0,25, диаметр 0,6 мм)
 1 – управляющая полость УК; 2 – тормозной цилиндр

Проанализировав все выше приведенные аргументы в пользу применения МД с переменными проходными сечениями, возникает вопрос: “Влияет ли снижение расходов сжатого воздуха, за счет применения МД с переменными проходными сечениями на эффективность торможения?”

Важной характеристикой тормозного механизма, оказывающей существенное влияние на процесс автоматического управления торможением, является зависимость создаваемого тормозным механизмом тормозного момента M_T от давления в тормозном приводе P . Для большинства применяемых в автомобилестроении тормозных механизмов эта характеристика существенно нелинейна. Нелинейность носит характер запаздывания изменения тормозного момента после начала изменения приводного давления, величина которого зависит от типа тормозного механизма, его разжимного устройства, типа тормозного привода, технического состояния механизма и т.д.

Величина гистерезиса тормозного механизма существенно зависит от темпа снижения приводного давления, причем, чем меньше темп снижения давления, тем меньше величина гистерезиса.

Выводы. Применение МД с переменными проходными сечениями при работе на больших частотах (от 20 Гц и выше) позволяет сделать расход запасов сжатого воздуха при экстренном торможении минимально возможным. Изменяя диаметры проходных сечений, при включении в работу АБС, с 10 мм на 0,6 мм добились, что в исполнительных аппаратах отслеживается и устанавливается давление, амплитуда пульсации которого равна 0 МПа, соответствующее по величине среднему давлению, установившемуся в управляющей полости УК.

Кроме повышения экономичности пневматических модуляторов давления, используя переменные проходные сечения, добились увеличения эффективности торможения за счет снижения гистерезисных потерь у барабанных тормозных механизмов.

Список литературы: 1. *Ломака С.И., Алекса Н.Н., Гецович Е.М.* Автоматизация процесса торможения автомобиля. – Киев: УМК ВО, 1988 – 5 с. 2. А.с. 1169860, МКИ В 60 Т 8/32. Способ торможения колеса / *Гецович Е.М.* 3. *Метлюк Н.Ф.* Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля. – М.: Машиностроение, 1980. – 305 с. 4. *Гецович Е.М., Бондаренко А.И.* Влияние схемы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе Сборник научных трудов. – Тематический выпуск “Транспортное машиностроение”. – Харьков НТУ “ХПИ”, 2006.– № 26. – бс. 5. *Гецович Е.М., Бондаренко А.И.* Оценка на математических моделях следящего действия и расхода запасов сжатого воздуха при широтно-импульсной модуляции давления // Вестник НТУ “ХПИ” “Автомобиле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005.– № 13.– 5с. 6. *Гордон А.В., Сливинская А.Г.* Электромагниты постоянного тока. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 446 с. 7. *Северин А.А.* Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: Дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – Харьков, 1985. – 217с.

Поступила в редколлегию 21.04.07

Ю.Б. ГУСЕВ, А.В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук,
ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”(г. Мариуполь), **А.Ю. ТАНЧЕНКО**, НТУ „ХПИ”(г. Харьков)

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ УГЛЕПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ

У статті розглядається вплив комплексу багатоваріантних досліджень напружено-деформованого стану (НДС) металоконструкції вуглеперевантажувача з метою обґрунтованого вибору його параметрів за критеріями міцності, жорсткості, довговічності, здатності навантаження і матеріаломісткості.

The influencing of complex of multichoice researches of the stressed-deformed state of coal-loader metalware is examined in the article with the purpose of the grounded choice of its parameters by the criteria of strength, rigidity, longevity, loading ability and material capacity.

Введение. В работах [1-6] приводятся методики и результаты исследований поведения элементов углеперегрузателя конструкции ОАО „ГСКТИ” (г. Мариуполь) при действии различных факторов. В частности, в статье [6] особое внимание было уделено проблемам, возникающим в процессе построения исследуемой модели конструкции углеперегрузателя, причинам, повлекшим необходимость исследования, алгоритму проведения компьютерных расчетов. Дальнейшим развитием работы является реализация комплекса многовариантных исследований НДС металлоконструкции углеперегрузателя.

Широкий спектр вынуждающих воздействий вызывает динамическое поведение грейферной тележки при совершении рабочего цикла. Нужно заметить, что грузоподъемность тележки на тросах составляет 32 тонны плюс вес самой тележки ~20 тонн, а максимальная скорость передвижения – 223,8 м/мин (3,73 м/с). Добавим сюда разгонно-тормозные нагрузки и получим весьма разнообразный „набор” вынуждающих факторов. В связи с этим возникает актуальная и важная задача определения динамических и жесткостных характеристик углеперегрузателя. В статье описаны этапы исследования углеперегрузателя на действие пробного усилия вдоль той или иной оси, а также влияние собственного веса на НДС и спектр собственных частот (СЧ) колебаний.

Единичное одноосное нагружение. Одним из основных этапов комплексно-го изучения конструкции является исследование отклика на единичное нагружение конструкции вдоль характерных осей, результаты расчета которого могут быть использованы для моделирования сложного многоосного напряженно-деформированного состояния путем суперпозиции с использованием соответствующих коэффициентов. С этой целью углеперегрузатель был подвергнут действию силы F_p величиной 1 кН, распределенной по опорным колесам грейферной тележки вдоль осей Z, X, Y (соответственно продольное, поперечное и вертикальное нагружение). На рис. 1 приведены картины НДС углеперегрузателя при при-

ложении F_p в средней части пролета, четверти пролетного расстояния от опоры и в крайнем положении грейферной тележки.

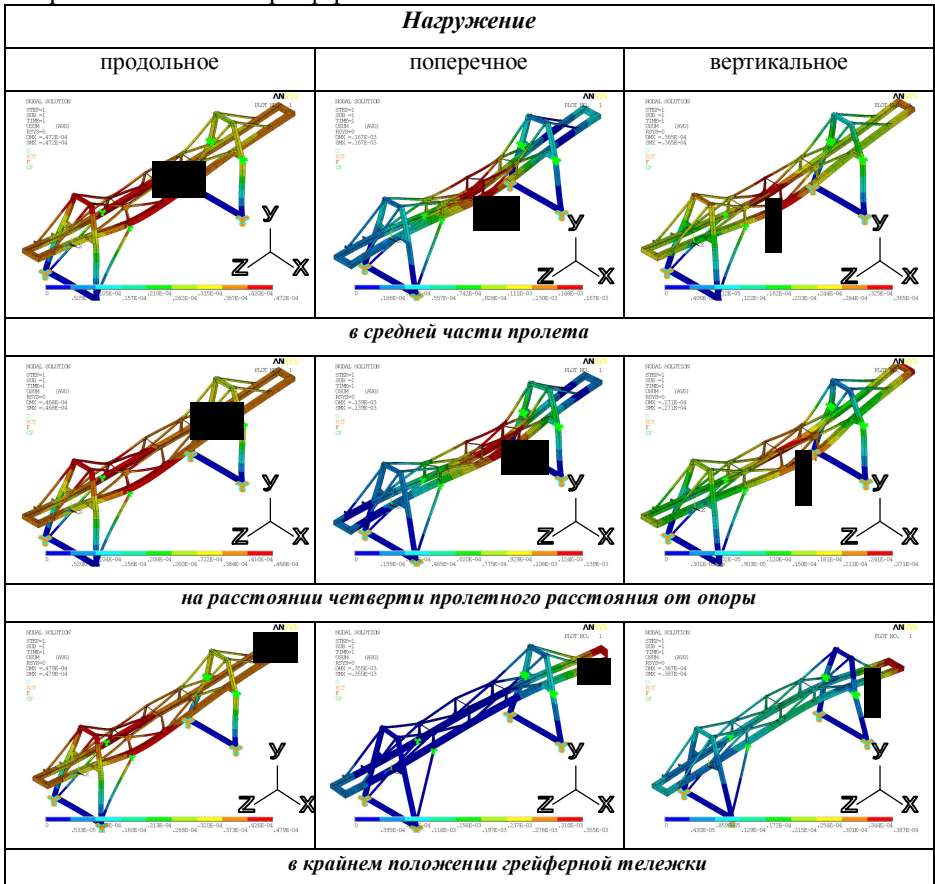


Рис. 1. Деформированное состояние металлоконструкции углеперегрузателя под действием единичной нагрузки

Характерными особенностями представленных картин НДС является резкое отличие характера деформирования и величин напряжений и перемещений углеперегрузателя при различных направлениях действия F_p , а также существенное влияние на них места приложения нагрузки.

Учет веса грейферной тележки. Факт того, что тележка грейферного углеперегрузателя влияет на напряженно-деформированное состояние конструкции (причем как в статическом, так и динамическом виде анализа), сомнения не вызывает, другой вопрос – определение степени ее влияния. Для этой цели была проведена серия квазистатических расчетов, в которых тележка моделировалась присоединенными массами. Результаты приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

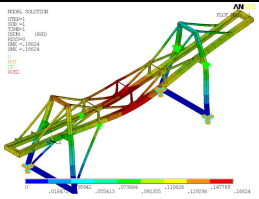
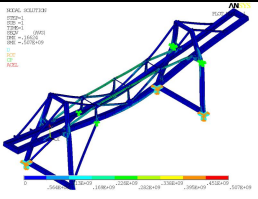
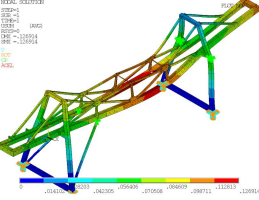
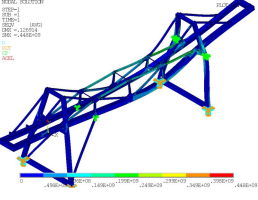
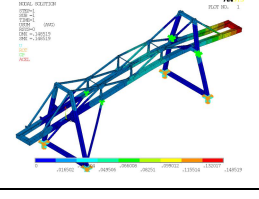
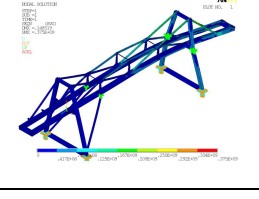
Перемещения и напряжения в металлоконструкции с учетом собственного веса тележки

| Положение грейферной тележки | Деформация металлоконструкции под действием: | | | |
|------------------------------------|---|---|---|---|
| | собственного веса (без тележки) | | собственного веса + веса тележки | |
| | Макси- мальные переме- щения, (м) | Экви- валентные напряже- ния, (МПа) | Макси- мальные переме- щения, (м) | Экви- валентные напряже- ния, (МПа) |
| середина | 0,022 | $3,98 \cdot 10^7$ | 0,166 | $5,07 \cdot 10^8$ |
| ? от опоры | | | 0,126 | $4,48 \cdot 10^8$ |
| крайнее | | | 0,148 | $3,75 \cdot 10^8$ |

Видно, что влияние напряженно-деформированного состояния веса грейферной тележки существенно на фоне НДС от собственного веса углеперегрузателя. В связи с этим и тот, и другой факторы должны учитываться в процессе анализа НДС углеперегрузателя.

Таблица 2

НДС металлоконструкции углеперегрузателя с учетом веса грейферной тележки

| | Деформированное состояние | Напряжения по Мизесу |
|--|---|---|
| Напряжение в средней части пролета |  |  |
| Напряжение на расстоянии четверти пролетного расстояния от опоры |  |  |
| Напряжение в крайнем положении грейферной тележки |  |  |

Учет веса конструкции в расчете собственных частот и форм. Определенный интерес представляет „вклад” собственного веса мостового крана в картину распределения собственных частот.

В результате анализа выяснилось, что, при прочих равных условиях, влияние собственного веса на значения собственных частот металлоконструкции незначительно (табл. 3 и рис. 2, 3).

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что ни на характер собственных форм, ни на значения собственных частот собственный вес металлоконструкции (при принятых конструктивных схемах и параметрах) существенного влияния не оказывает.

Заключение. Анализируя полученные на данном этапе работы результаты, можно сделать следующие выводы.

- Учет влияния собственного веса металлоконструкции слабо сказался на значениях собственных частот и характере собственных форм.

- С использованием результатов серии расчетов на одноосное единичное нагружение может быть смоделировано сложное напряженно-деформированное состояние углеперегрузателя.

- Статические расчеты с добавлением модели грейферной тележки показали существенное ее влияние на напряженно-деформированное состояние, что указывает на необходимость обратить на алгоритм взаимодействия тележки с краном особое внимание.

Таким образом, можно заключить, что в статье приводятся результаты различных вариантов исследования напряженно-деформированного состоя-

Таблица 3
Значения собственных частот с учетом влияния собственного веса конструкции

| № СЧ | Значения собственных частот, Гц | | Разница, % |
|------|---------------------------------|----------------------------|------------|
| | Без учета собственного веса | С учетом собственного веса | |
| 1 | 1,2343 | 1,2302 | 0,33 |
| 2 | 1,312 | 1,3079 | 0,31 |
| 3 | 1,3804 | 1,3764 | 0,28 |
| 4 | 1,8271 | 1,8236 | 0,19 |
| 5 | 2,5573 | 2,5521 | 0,20 |
| 6 | 2,6363 | 2,6414 | -0,19 |
| 7 | 3,7867 | 3,7865 | 0,005 |
| 8 | 4,0684 | 4,0554 | 0,32 |
| 9 | 4,3924 | 4,3981 | -0,13 |
| 10 | 4,4232 | 4,4146 | 0,19 |

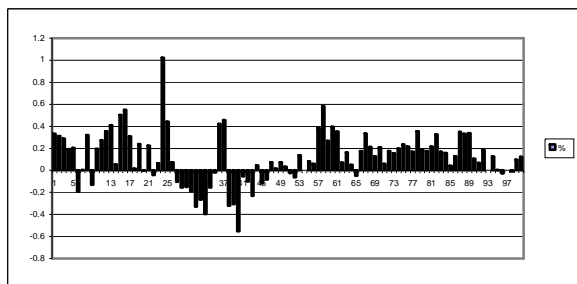


Рис. 2. Графическое представление разницы значений собственных частот с учетом и без учета собственного веса конструкции (%)

ния металлоконструкции углеперегрузателя, демонстрирующие степень влияния в данном конкретном случае различных внешних факторов и необходимость их учета в дальнейших исследованиях.

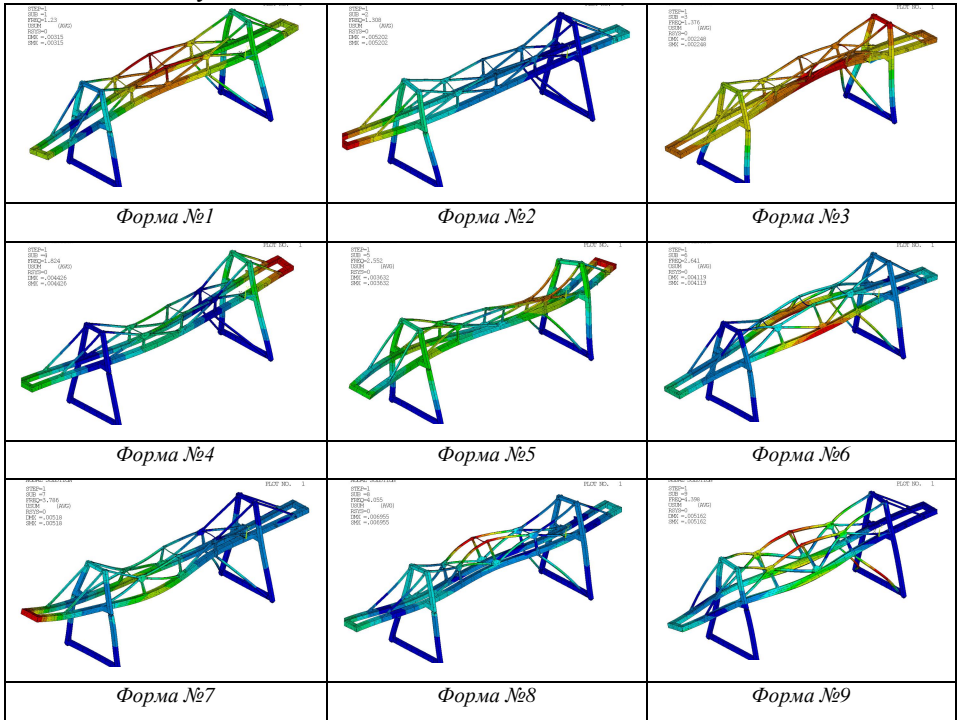


Рис. 3. Собственные формы колебаний углеперегрузателя с учетом собственного веса конструкции

Список литературы: 1. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Пеклич М.М., Барчан Е.Н., Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С.162-176. 2. Ткачук Н.Н., Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю., Васильев А.Ю. Системный подход к проектированию, анализу и синтезу элементов зубчатых передач и транспортных средств на основе взаимного обмена данными между подсистемами // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2006. – Вип.36. – С.115-121. 3. Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Головченко В.И., Орлов Е.А. Методи автоматизованого аналізу міцності та жорсткості просторових конструкцій // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №3. – С.58-69. 4. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №24. – С.70-75. 5. Гусев Ю.Б., Слободяник В.А., Ткачук Н.А., Танченко А.Ю. К вопросу об определении причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегрузателя // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – № 3. – С.55-66. 6. Гусев Ю.Б., Шкода В.А, Танченко А.Ю. Формирование конечно-элементной модели металлоконструкции углеперегрузателя // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – № 7. – С.33-39.

Поступила в редколлегию 25.09.2007

В.В. ДУЩЕНКО, канд. техн. наук (г. Харьков)

НЕДОСТАТКИ, ПРИЧИНЫ ИХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И ПРОТИВОРЕЧИЯ РАЗВИТИЯ ИЗВЕСТНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ ДЕЙСТВИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕННЫХ МАШИН

По функциональным, технологичным, экономичным та антропологичним критеріям розвитку проведено аналіз фізичних принципів дії пружних елементів систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин, в основі яких лежать закон Гука та газові закони. Виявлено головні недоліки цих фізичних принципів дії, причини їх виникнення та протиріччя розвитку. Показано, що на сучасному етапі розвитку, головним фактором в забезпеченні кількісних значень показників якості, що потребують покращення, є необхідність у кожний момент часу керувати жорсткістю пружних елементів підвіски.

By functional, technological, economic and anthropological criteria of development the analysis of physical principles of action of elastic elements of systems of a cushioning military caterpillar and wheel machines in which basis Guk law and gas laws lay is carried out. The basic lacks of these physical principles of action, the reason of their occurrence and the contradiction of development are revealed. It is shown, that at the present stage of development, a major factor in maintenance of quantitative values of parameters of quality which demand improvement, necessity at each moment of time is to operate rigidity of elastic elements of a suspension bracket.

Постановка проблемы. В соответствии с законом прогрессивной эволюции технических систем, переход от поколения к поколению связан с выявлением и устранением их главных недостатков, при наличии необходимого научно-технического уровня и социально-экономической целесообразности. В связи с этим, в процессе совершенствования, при синтезе новых физических принципов действия (ФПД) и технических решений (ТР) упругих элементов (УЭ) систем поддресоривания (СП) военных гусеничных и колесных машин (ВГКМ) необходимо сформулировать главные недостатки известных, широко используемых ФПД, выявить причины их возникновения и провести анализ противоречий развития. Устранение указанных недостатков обеспечит повышение качества изделий и, в конечном итоге, переход к их новому поколению.

Анализ последних достижений. Известны группы требований к СП ВГКМ, классификация ФПД УЭ и реализующих их ТР, а также известны их основные достоинства и недостатки. В работах [1,2] представлен функционально-физический анализ СП ВГКМ и построены ее конструктивная и потоковая функциональные структуры. На основе системного подхода, в работе [3] проведен анализ критериев развития и показателей качества СП, а также разработана методология системной оценки ее технического уровня. Известна постановка задачи синтеза новых ФПД и ТР узлов СП ВГКМ.

Цель исследований. На основе указанных исследований, сформулировать главные недостатки, используемых в настоящее время, ФПД УЭ и реализующих их ТР. Выявить причины возникновения данных недостатков и провести анализ противоречий развития. Результаты использовать при совершенствовании узлов СП ВГКМ и решении задач синтеза их новых ФПД и ТР.

В настоящее время, наиболее широкое распространение получили следующие ФПД и, реализующие их, ТР УЭ подвески ВГКМ. Это ФПД, основанный на законе Гука (ТР – торсион) и ФПД, в основе которого лежат газовые законы (ТР – пневмогидравлическая рессора (ПГР)).

При выявлении главных недостатков указанных ФПД и ТР будем опираться на критерии развития и показатели качества СП ВГКМ, которые были рассмотрены в работе [3]. Для каждого ФПД и, реализующего его, ТР определим показатели качества, количественные значения которых не соответствуют требованиям к перспективным изделиям и, следовательно, которые требуется улучшить, а также факторы, снижающие эффективность или затрудняющие использование. Анализируя перечень, требующих улучшения, критериев и показателей качества, сформулируем главные недостатки рассматриваемых ФПД.

1. ФПД УЭ, основанный на законе Гука. *Краткая характеристика ФПД.* При работе подвески происходит деформация УЭ (кручение торсиона), т.е. изменение положение точек тела, при котором изменяются расстояния между ними. Из теории сопротивления материалов известно, что для упругих деформаций справедлив закон Гука, согласно которому деформация ε пропорциональна механическому напряжению σ , т.е. $\sigma = E \varepsilon$; где E – модуль упругости (модуль Юнга). На атомарном уровне упругая деформация характеризуется, прежде всего, практически одинаковым изменением расстояния между всеми атомами кристалла. При нагружении твердого тела в нем возникают внутренние силы взаимодействия между частицами, оказывающие противодействие внешним силам и стремящиеся вернуть частицы тела в положение, которое они занимали до деформации. Возможны следующие основные виды деформаций: растяжение (сжатие), сдвиг (срез), кручение, изгиб. Сложные деформации получаются при сочетании нескольких основных видов деформации. Основные гипотезы, принятые в теории сопротивления материалов: гипотеза об однородности и изотропности материала; гипотеза об абсолютной упругости материала; гипотеза о линейной зависимости между деформациями и нагрузками (закон Гука, который устанавливает прямопропорциональную зависимость между деформациями и нагрузками) [4].

Функциональные критерии - отражают качество реализации основных функции СП ВГКМ. Количественно их можно охарактеризовать показателями качества, распределенными по следующим факторам.

Фактор производительности. Показатели качества: скоростная характеристика СП, средняя скорость движения ВГКМ на местности, скоростной коэффициент качества СП, согласованность характеристик СП с характеристиками силовой установки, трансмиссии и вооружения, энергоемкость СП, статический и динамический ход подвески, приведенная жесткость подвески.

Проведенный анализ показал, что в настоящее время не соответствуют требованиям к перспективным изделиям и требуют улучшения первые четыре показателя качества. Достигнутый уровень энергоемкости УЭ вполне достаточен, а полный ход подвески ограничивается уже не возможностями торсионов, а компоновкой узлов подвески, движителя, высотой ходовой части и высотой ВГКМ в целом.

Исходя из достигнутых значений указанных показателей качества и требуемых их значений в перспективе, а также анализа возникающих при этом проблем, можно сделать вывод, что на современном этапе, основным фактором в обеспечении количественных значений показателей качества, которые требуют улучшения, является необходимость в каждый момент времени управлять жесткостью УЭ подвески с быстродействием порядка $0,1 \dots 0,01$ с.

В настоящее время, для рассматриваемого ФПД, управление жесткостью УЭ реализуется следующими путями. С целью обеспечения прогрессивной упругой характеристики осуществляется подключение дополнительных УЭ (упругих подпрессорников и т.п.). Также, могут использоваться фасонные пружины с переменными диаметром и шагом навивки, а также переменной толщиной проволоки. Однако, такие ТР не отвечают современным требованиям, не говоря уже о перспективе. Существенным шагом вперед являются исследования и разработки по применению систем управления с принудительным растяжением-сжатием УЭ при помощи гидроцилиндров [5]. Тем не менее, данные системы управления пока не получили практического применения ввиду сложности, повышенных затрат энергии, недостаточной надежности, больших габаритов и веса. Таким образом, возникает противоречие: улучшение показателей качества, отражающих перечисленные функциональные критерии, приводит к ухудшению других критериев и показателей качества, в данном случае, технологических и экономических. Причиной данных противоречий является то, что УЭ, имеющие ФПД на основе закона Гука, вследствие линейной зависимости между деформациями и нагрузками позволяют реализовать только линейные характеристики. Кроме того, в подавляющем большинстве случаев они изготавливаются из металла (намного реже применяются композитные материалы), который обладает изотропными свойствами. Данные свойства являются неизменными, что вынуждает для изменения приведенных упругих характеристик подвески с такими УЭ применять сложные и громоздкие ТР.

Фактор точности. Показатели качества: стабильность характеристик УЭ, эффективность стрельбы ВГКМ с хода и точность управления характеристиками УЭ. Рассматриваемые УЭ обеспечивают необходимую точность упругой характеристики при изготовлении, ее высокую стабильность в процессе эксплуатации и независимость от внешних условий. Показатель эффективности стрельбы ВГКМ с хода оставляет желать лучшего и не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к перспективным машинам. Это, в частности, послужило одной из причин наметившегося перехода от торсионных подвесок к более прогрессивным гидропневматическим. Управление жесткостью данных УЭ крайне затруднительно, поэтому говорить о точности управления, при требуемом быстродействии, не приходится.

Фактор надежности. УЭ с рассматриваемым ФПД зарекомендовали себя как надежные, долговечные и ремонтпригодные узлы, имеющие ресурс до капитального ремонта машины.

Фактор специальных требований. С целью улучшения показателей качества функциональных критериев, к СП ВГКМ могут предъявляться специальные требо-

вания, такие как: возможность управления характеристиками УЭ, изменение клиренса на месте и в движении, отключение подвески, горизонтирование корпуса на резко пересеченной местности, повышение углов склонения и возвышения вооружения, а также повышение проходимости. Удовлетворение указанных требований, при использовании УЭ с ФПД на основе закона Гука, в настоящее время затруднительно ввиду сложности, громоздкости, большого веса и низкой надежности известных ТР.

Технологические критерии - отражают затраты труда при изготовлении и подготовке к эксплуатации отдельных узлов и СП в целом. Рассматриваемые УЭ являются технологически отработанными и сравнительно простыми в изготовлении изделиями.

Экономические критерии - отражают затраты на материалы, энергию (при изготовлении и эксплуатации), а также оценивают эффективность изделия по отношению к габаритным размерам и весу. Рассматриваемые УЭ недороги в изготовлении и имеют сравнительно небольшие габариты и массу. Однако, значительная длина торсионов тяжелых ВГКМ может затруднять компоновку внутри машины и обеспечение абсолютно гладкого днища, что усложнит его противоминную защиту. Кроме того, при использовании телескопических демпфирующих устройств и больших динамических ходах подвески существует проблема компоновки узлов в ходовой части. Показатель расхода энергии, применительно к СП тяжелых ВГКМ, более актуален при эксплуатации, чем в изготовлении. При движении на местности ВГКМ с неуправляемой подвеской, значительная часть энергии двигателя тратится на раскачивание подрессоренного корпуса и накопление потенциальной энергии в УЭ, которая затем превращается в тепло в демпфирующих устройствах СП. Это, с одной стороны, приводит к их перегреву и выходу из строя, а с другой – для обеспечения высоких средних скоростей движения требуется применение более мощного двигателя, при этом существенно увеличивается расход топлива.

Антропологические критерии. Эргономические показатели неразрывно связаны с функциональными критериями и их показателями качества. Допустимые значения эргономических показателей для ВГКМ часто выступают ограничением роста показателей качества функциональных критериев, большинство которых связано с ограничениями, накладываемыми на вертикальные ускорения корпуса ВГКМ при различных диапазонах частот возмущающего воздействия. Указанные ограничения вызваны необходимостью обеспечения работоспособности экипажа. Неудовлетворительные условия работы в течение длительных промежутков времени, например, при совершении маршей, и вызванная этим усталость, могут свести к минимуму высокие технические показатели и возможности ВГКМ. Следовательно, удовлетворение эргономических показателей как напрямую, так и косвенно приводит к росту показателей качества функциональных критериев.

II. ФПД УЭ, основанный на газовых законах. Краткая характеристика ФПД. При работе подвески происходит сжатие-расширение газа в одном или нескольких замкнутых объемах, в результате чего в них протекают определенные термодинамические процессы. Различают идеальный газ, реальный газ и пар. Их термодинамическое состояние определяется давлением, объемом и температурой. В зависи-

мости от характера изменения параметров состояния термодинамический процесс может быть изобарическим, изохорическим, изотермическим, адиабатическим и политропным. Все термодинамические процессы сопровождаются обменом или превращением энергии. Газ считается идеальным, если он не конденсируется при охлаждении вплоть до абсолютного нуля. Свойства большинства газов, в том числе и широко используемого в ПГР азота, близки к свойствам идеального газа, если они находятся при температурах достаточно далеких от точки конденсации, что выполняется в ПГР. Поэтому, на практике, при расчете ее упругих характеристик, газ принято считать идеальным, а протекающие в пневмоцилиндрах термодинамические процессы политропными. Уравнение состояния идеального газа записывается в виде $PVT^{-1} = \text{const}$; где P –давление, V –объем, T –температура. Уравнение политропного процесса записывается в виде $P \cdot V^n = \text{const}$; где n –показатель политропы [6].

Функциональные критерии. Фактор производительности. Как упоминалось выше, на современном этапе, основным фактором, определяющим качество СП, является возможность в каждый момент времени управлять жесткостью УЭ. В этом плане рассматриваемый ФПД имеет существенные преимущества перед ФПД, основанном на законе Гука, поскольку, во-первых, благодаря политропному процессу обеспечивается прогрессивная нелинейная упругая характеристика УЭ и, во-вторых, приведенную жесткость подвески, с требуемым быстродействием, можно довольно просто, хотя только дискретно, изменять, подключая-отключая необходимое число пневмоцилиндров. Это позволяет ощутимо повысить, рассмотренные выше показатели качества.

Фактор точности. Существенным недостатком УЭ с данным ФПД, в значительной степени сдерживающим их широкое применение, является нестабильность упругих характеристик ПГР. Она вызвана, во-первых, температурной чувствительностью упругой характеристики, обусловленной протекающими термодинамическими процессами и, во-вторых, перетеканием рабочей жидкости в газовую полость и утечкой газа из газовой полости в гидравлическую, которые наблюдаются в процессе эксплуатации. Для снижения температурной чувствительности в настоящее время применяются специальные ТР (противодавление, многоступенчатость), а также всевозможные системы охлаждения. Для устранения перетекания и смешивания газа и рабочей жидкости разрабатывают новые материалы уплотнений и мембран. Все эти меры приводят к повышению сложности конструкции, увеличению ее стоимости и снижению надежности. Кроме того, условия эксплуатации (абразив, влажность, температура и пр.) и неквалифицированное техническое обслуживание также снижают показатель стабильности упругой характеристики таких УЭ. Что касается эффективности стрельбы ВГКМ с хода, то прогрессивная нелинейная упругая характеристика ПГР обеспечивает меньшее раскачивание подрессоренного корпуса при движении по неровностям и это положительно сказывается на точности стрельбы с хода. Приведенной жесткостью рассматриваемой подвески можно управлять, подключая-отключая необходимое число пневмоцилиндров. Данная система управления имеет достаточное быстродей-

вие, однако обеспечивает только дискретное изменение упругой характеристики, соответствующее, как правило, двум – трем режимам движения, что является недостатком. Увеличение же числа ступеней приводит к увеличению габаритов, веса и стоимости. Соответственно снижается и надежность.

Фактор надежности. Считается, что ПГР, по сравнению с торсионом, является менее надежным, а также менее долговечным и ремонтпригодным узлом. Это связано с наличием трущихся пар «поршень-цилиндр» и необходимостью обеспечения надежной изоляции гидравлической и газовой полостей друг от друга. Эксплуатация ВГКМ характеризуется повышенной динамической нагруженностью узлов, в сочетании с тяжелыми дорожными и климатическими условиями. В связи с этим ресурс ПГР, как правило, соответствует пробегу машины лишь до среднего ремонта.

Фактор специальных требований. Главным преимуществом УЭ с рассматриваемым ФПД является сравнительная простота удовлетворения перечисленных ранее специальных требований. Это обстоятельство, в основном, и определяет выбор в их пользу, в случае, когда ВГКМ должна иметь, как минимум, систему регулирования положения корпуса. Удовлетворить специальные требования при данном ФПД, в сравнении с другими, значительно проще, хотя это и приводит к увеличению габаритов, веса и снижению надежности.

Технологические критерии. ПГР, по сравнению с торсионом, более трудоемка в изготовлении и подготовке к эксплуатации. Это связано с необходимостью изготовления ряда деталей с высокой точностью и чистотой обработки, а также проведения операций заправки газовых и гидравлических полостей ПГР.

Экономические критерии. ПГР дороже в изготовлении, а при наличии традиционной системы охлаждения, такая подвеска, по сравнению с торсионной, имеет большие габариты и вес. Однако, по компоновке в ходовой части, ПГР, которые включают в себя демпфирующее устройство, более компактны и имеет лучшие компоновочные возможности, чем торсионная подвеска с отдельными демпфирующими устройствами. На тяжелых ВГКМ, ПГР, в отличие от торсионов, можно размещать снаружи корпуса машины, что облегчает внутреннюю компоновку, уменьшает забронированный объем и улучшает противоминную защиту днища. При эксплуатации прогрессивная характеристика ПГР, даже при отсутствии системы управления, обеспечивает меньшее раскачивание подрессоренного корпуса. Это снижает показатель расхода энергии, тепловую напряженность демпфирующих устройств и ПГР в целом, а также положительно сказывается на динамике машины и расходе топлива.

Антропологические критерии. В связи тем, что рассматриваемые УЭ имеют возможность, хотя и дискретно, но изменять упругую характеристику, их использование позволяет повысить эргономические показатели, а, следовательно, улучшить показатели качества функциональных критериев.

Выводы. На современном этапе развития УЭ СП ВГКМ, основным фактором в обеспечении количественных значений показателей качества, которые требуют улучшения, является необходимость в каждый момент времени управлять

жесткостью УЭ с быстродействием порядка $0,1 \dots 0,01$ с. Анализ используемых в настоящее время ФПД УЭ показал следующее:

1. ФПД УЭ, основанный на законе Гука. (ТР – торсион).

Главные недостатки. Затруднительна реализация управления упругой характеристикой УЭ. Актуальность вопроса быстродействия системы управления. Проблемы с компоновкой внутри корпуса ВГКМ и в ходовой части. Большие энергопотребление, габариты, вес и стоимость управляемых подвесок.

Причины возникновения данных недостатков - линейная зависимость между деформациями и нагрузками, характерная для данного ФПД, которая позволяет реализовать только линейные характеристики, а также неизменные изотропные свойства металла, из которого изготавливается подавляющее большинство данных УЭ.

Противоречия развития. Для управления упругой характеристикой данных УЭ необходимо применять сложные и громоздкие ТР, которые существенно ухудшают технологические и экономические критерии развития, а также снижают показатели надежности, долговечности и ремонтпригодности.

2. ФПД УЭ, основанный на газовых законах. (ТР – ППР).

Главные недостатки. Высокая нестабильность упругих характеристик УЭ. Дискретность управления упругой характеристикой, в случае необходимости обеспечения высокого быстродействия системы управления. Большие габариты, вес и стоимость управляемых подвесок. Низкие показатели надежности, долговечности и ремонтпригодности.

Причины возникновения данных недостатков - физическая температурная чувствительность упругой характеристики, обусловленная протекающими термодинамическими процессами, а также перетекание рабочей жидкости в газовую полость и утечка газа из газовой полости в гидравлическую, которые наблюдаются в процессе эксплуатации. Необходимость быстрого изменения работающих в данный момент, объемов газов и давлений в них.

Противоречия развития. Для управления упругой характеристикой данных УЭ необходимо применять сложные и громоздкие ТР, что существенно ухудшает технологические и экономические критерии развития и еще больше снижает показатели надежности, долговечности и ремонтпригодности.

Список литературы: 1. Дуценко В.В. Функционально-физический анализ и построение конструктивной функциональной структуры систем поддресоривания гусеничных и колесных машин // Механика та машинобудування. -2005. -№1. - С.140-145. 2. Дуценко В.В. Построение потоковой функциональной структуры систем поддресоривания гусеничных и колесных машин // Механіка та машинобудування. -2006.-№1. -С.126-135. 3. Дуценко В.В. Критерии развития и показатели качества военных гусеничных и колесных машин; системный подход. Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск “Автомобиле-и тракторостроение”. -2006. - №26. - С. 87 - 94. 4. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. - 704 с. 5. Шаранов В.Д. Активные подвески транспортных средств.-Рига: 1980. - 262 с. 6. Кухлинг Х. Справочник по физике. - М.: Мир, 1983. -520 с.

Поступила в редколлегию 29.05.07.

В.В. ДУЩЕНКО, канд. техн. наук, *А.В. ДУДКА* (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Проведено математичне моделювання основних параметрів теплових труб, які визначають ефективність роботи та особливості застосування теплової труби в демпфуючих пристроях системи піддресорування важких швидкохідних гусеничних машин.

Mathematical modelling key parameters of thermal pipes which determine an overall performance and features of application of a thermal pipe in damping devices of damping system springed heavy high-speed caterpillar machines is lead.

Постановка проблемы. Существенной проблемой систем поддресорирования (СП) тяжелых быстроходных гусеничных машин (ГМ) является высокая тепловая напряженность их демпфирующих устройств (ДУ). Одним из направлений ее снижения является использование принудительной системы охлаждения. В качестве одного из вариантов такой системы была принята система охлаждения на основе тепловой трубы (ТТ).

В связи с этим, возник вопрос исследования применения ТТ в качестве системы охлаждения ДУ тяжелых ГМ.

Анализ последних публикаций показывает, что одно из технических решений применения ТТ для охлаждения СП применялось на французском основном боевом танке «Леклерк» – для охлаждения пневморессор [8].

Имеется достаточное количество научных публикаций с предлагаемыми вариантами расчета работы ТТ.

Тем не менее, отсутствуют исследования по анализу и выбору конструкций и параметров ТТ для охлаждения демпфирующих устройств подвески тяжелых ГМ.

Цель статьи. Составление математической модели работы ТТ, при заданной конструкции, удовлетворяющей условиям работы на тяжелых ГМ.

Исходя из проведенного анализа [1] в качестве принудительной системы охлаждения ДУ на основе использования ТТ следует выбрать термосифон с ровными и гладкими стенками.

Гладкостенные ТТ находят широкое применение в теплообменных устройствах, где возврат конденсата в зону испарения может осуществляться за счет сил гравитации. Такие устройства работают при условии, если зона испарения находится ниже зоны конденсации. Отсутствие капиллярно-пористой структуры у ТТ этого типа делает их простыми и надежными в эксплуатации.

В гладкостенных ТТ, как и в ТТ с капиллярно-пористой структурой, различают три зоны: зона испарения, зона конденсации и зона транспорта (рис.1)

Гладкостенная ТТ работает следующим образом. Теплота подводится к зоне испарения, воспринимается теплоносителем и происходит парообразование. Пар, образовавшийся в зоне испарения, перемещается в конденсационную зону, где происходит конденсация пара на охлаждающей поверхности. Возврат сконденсированного теплоносителя в зону испарения осуществляется под действием силы тяжести.

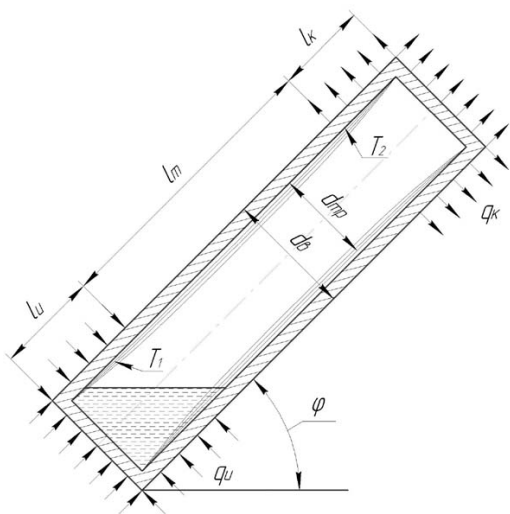


Рис.1 – Гладкостенная тепловая труба

Режим работы ТТ в ДУ тяжелых быстроходных ГМ характеризуется следующими факторами [3,4]:

1) При движении ГМ по некоторым профилям неровностей со скоростью 20...22 км/ч, поглощаемая каждым ДУ мощность составляет 3...4 кВт. Чтобы увеличить скорость движения до 25...27 км/ч необходимо утроить поглощаемую мощность, доведя ее до 10...12 кВт. Такие большие потери в СП (в среднем 4...10% мощности двигателя, максимум – до 7 кВт на тонну веса машины) снижают экономичность и запас хода, вынуждая увеличивать возимый запас топлива. Недостаточная мощность ДУ, их перегрев и выход из строя, не позволяют в требуемой мере гасить колебания корпуса, что снижает плавность хода и эффективность применения специальных систем.

2) Исходя из требований к СП ГМ собственные колебания корпуса должны лежать в пределах 0,8...2 Гц (иначе - чрезмерная утомляемость экипажа). При этой частоте возмущения кратковременные вертикальные ускоре-

ния не должны превышать 3g. При частоте возмущения 2...25 Гц кратковременные вертикальные ускорения не должны превышать 0,5g.

3) Рабочий интервал температур, при котором может применяться ГМ составляет от -50°C до +65°C. Соответственно, рабочие жидкости, используемые в ДУ СП должны соответствовать этим требованиям.

При предлагаемом математическом расчете гладкостенной ТТ сделаем следующие допущения [6]:

- 1) процесс парообразования происходит при поверхностном испарении конденсата;
- 2) температура пара одинакова во всех зонах тепловой трубы;
- 3) в зоне конденсации происходит процесс пленочной конденсации, описываемый классической теорией конденсации Нуссельта;
- 4) воздействие парового потока на движение конденсата по стенке тепловой трубы отсутствует;
- 5) режим течения пленки конденсата ламинарный.

Последнее допущение достаточно спорно, т.к. при движении по неровностям ГМ совершает многочисленные колебания и течение жидкости в ДУ СП будет турбулентным. Однако, исходя из сложности предварительных расчетов на данном этапе пренебрежем этим фактом и учтем его как коэффициент после проведения эксперимента.

При расчете гладкостенной тепловой трубы определяется теплопередающая способность Q, температурный перепад ΔT при заданной температуре T, внешних условиях работы тепловой трубы и основных геометрических параметрах.

При принятых допущениях средние коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации определяются соотношениями [6]:

$$\alpha_u = \frac{4}{3} \frac{1}{(T_1 - T_n) l_u} \sqrt{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{4 \mu_{ж}}} (\sqrt{(T_n - T_2)^3 l_k^3} - \sqrt[4]{[(T_n - T_2) \gamma_k - (T_1 - T_n) \gamma_u]^3}), \quad (1)$$

$$\alpha_k = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{4 \mu_{ж} (T_n - T_2) l_k}}, \quad (2)$$

где α_u, α_k - средние коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации;

T_1, T_2 - температуры внутренней поверхности стенки в зонах испарения и конденсации;

T_n - температура пара;

- l_u, l_k - длины зон соответственно испарителя и конденсации;
 L - теплота фазового перехода;
 $\mu_{ж}$ - вязкость жидкости;
 $\rho_{ж}$ - плотность жидкости;
 $\lambda_{ж}$ - теплопроводность жидкости;
 g - ускорение свободного падения.

В стационарных условиях работы тепловой трубы тепловые потоки, проходящие через зоны испарения и конденсации:

$$Q_u = Q_k = Q. \quad (3)$$

С учетом соотношения (3) и уравнения теплоотдачи для цилиндрической стенки запишем выражение

$$Q = \alpha_u l_u (T_1 - T_n) \pi d_{mp} = \alpha_k l_k (T_n - T_2) \pi d_{mp}. \quad (4)$$

Произведя математические преобразования уравнений (1) - (4), получим выражение для определения теплопередающей способности гладкостенной трубы:

$$Q = \frac{4}{3} \pi d_{mp}^4 \sqrt{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3 (T_1 - T_2)^3 l_u^3 l_k^3}{4 \mu_{ж} (l_u + l_k)^3}}. \quad (5)$$

Суммарный температурный перепад ΔT между зонами испарения и конденсации по внешней поверхности тепловой трубы состоит из температурных перепадов по толщине стенки корпуса в зонах испарения $\Delta T_{c,u}$ и конденсации $\Delta T_{c,k}$, по толщине пленки конденсата в зонах испарения $\Delta T_{n,u}$ и конденсации $\Delta T_{n,k}$:

$$\Delta T = \Delta T_{c,u} + \Delta T_{c,k} + \Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}. \quad (6)$$

Сумма $\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}$ представляет собой температурный перепад на внутренней поверхности тепловой трубы по ее длине (рис.1), т.е. $\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k} = T_1 - T_2$.

Температурные перепады $\Delta T_{c,u}$ и $\Delta T_{c,k}$ определяются из уравнений переноса теплоты путем теплопроводности через цилиндрическую стенку:

$$\Delta T_{c,u} = \frac{Q}{\pi l_u} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}}, \quad (7)$$

$$\Delta T_{c.k} = \frac{Q}{\pi l_k} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}}. \quad (8)$$

Подставив в уравнение (6) значения составляющих температурных перепадов, получим:

$$\Delta T = \frac{Q}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}} \left(\frac{1}{l_u} + \frac{1}{l_k} \right) + (T_1 + T_2). \quad (9)$$

При расчете гладкостенной тепловой трубы геометрия, материал корпуса, вид теплоносителя, условия работы тепловой трубы в зоне испарения или в зоне конденсации считаются известными.

Необходимо установить зависимость $Q = f_1(T_u, \Delta T)$ при $T_k = const$ или $Q = f_1(T_u, \Delta T)$. Здесь T_u и T_k - температура на внешней поверхности тепловой трубы в зонах испарения и конденсации.

Выполнив расчет для ряда Q , устанавливают зависимости $Q = f_2(T_k, \Delta T)$.

Как показывают исследования [6], перепад температуры в паровом канале зависит от количества теплоносителя, заполняющего трубу, и от угла наклона оси тепловой трубы к горизонту. По количеству заполняющего теплоносителя различают три режима работы гладкостенной тепловой трубы (рис.2):

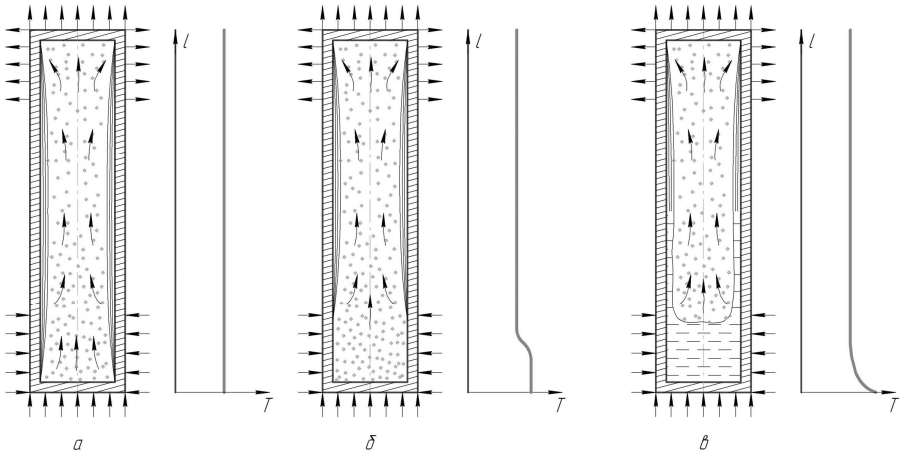


Рис.2 – Влияние степени заполнения тепловой трубы на режим ее работы

1) изотермический режим работы тепловой трубы (рис. 2 а)

В этом режиме количество заполняющего теплоносителя полностью соответствует величине передаваемого теплового потока.

2) Режим недостаточного заполнения (рис. 2 б)

В этом случае жидкости не хватает для полного покрытия пленкой внутренней поверхности стенок корпуса тепловой трубы. На оголенных участках наблюдается местный перегрев стенки, приводящий к прогоранию, характерному для высокотемпературных тепловых труб.

3) Режим избыточного заполнения (рис.2 в).

При избыточном заполнении на дне тепловой трубы образуется «лужа». Излишнее заполнение теплоносителем менее опасно для работы тепловой трубы, но при этом наблюдается значительный температурный перепад по высоте «лужи».

Для оптимального заполнения тепловой трубы применяют следующее выражение [12]

$$G = \left(\frac{4}{5} l_k l_m + \frac{4}{5} l_u \right)^3 \sqrt[3]{\frac{3Q\mu_{жс} \rho_{жс} \pi^2 d_{тр}^2}{Lg}}, \quad (10)$$

где G - количество теплоносителя, залитого во внутренний объем тепловой трубы.

Учитывая то, что ТТ в ДУ СП во время движения по неровностям постоянно меняет угол своего наклона φ и при пробоях подвески уменьшается до 5° , то есть большая вероятность перехода большей части рабочей жидкости из зоны испарения в зону транспорта и даже в зону конденсации. Учитывая этот факт, необходимо заполнить ТТ рабочей жидкостью таким образом, чтобы в зоне испарения постоянно было достаточное ее количество для обеспечения качественного отвода тепла из зоны нагрева.

Влияние угла наклона на работу тепловой трубы в испарительном режиме показано на рис. 3 [7]. Коэффициент теплоотдачи α_k в зоне конденсации парообразного теплоносителя при уменьшении угла наклона φ к горизонту возрастает до некоторого оптимального значения φ_{opt} . Температурный перепад ΔT_k в зоне конденсации уменьшается с уменьшением угла φ до некоторого минимального значения ΔT_{kmin} , и при положении тепловой трубы, близком к горизонтальному, наблюдается значительное увеличение температурного

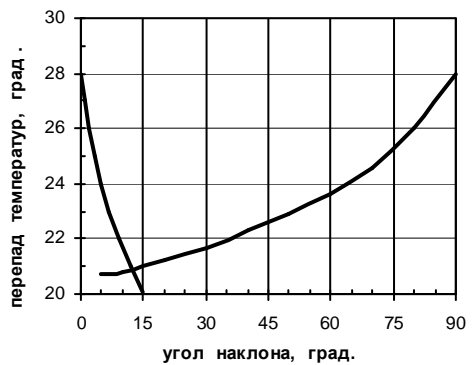


Рис. 3 – Влияние угла наклона φ на перепад температур ΔT_k в зоне конденсации тепловой трубы

перепада. Угол наклона φ почти не оказывает влияния на интенсивность переноса тепла в зоне испарения. Если оценивать интенсивность переноса во внутренней полости тепловой трубы совместно в зоне конденсации и в зоне испарения коэффициентом теплопередачи K_{mp} , то зависимость коэффициента K_{mp} от угла наклона φ имеет вид [11]:

$$K_{mp} = K_0 \left[1 + 0,23(\cos \varphi)^{0,5} \right], \quad (11)$$

где K_0 - коэффициент теплопередачи при вертикальном положении тепловой трубы ($\varphi = 90^\circ$).

Оптимальный угол наклона φ_{opt} тепловой трубы к горизонту, при котором температурный перепад минимальный, оценивается соотношением

$$\operatorname{tg} \varphi_{opt} = \frac{d_{mp}}{l_p}, \quad (12)$$

$$\text{где } l_p = \frac{8V_p}{\pi d_{mp}^2}. \quad (13)$$

Здесь l_p - расчетная длина внутренней полости тепловой трубы;

V_p - расчетный объем.

На основе экспериментальных исследований [11] рекомендуется устанавливать гладкостенную тепловую трубу, работающую в испарительном режиме, под углом $\varphi > 3-5^\circ$.

Учитывая конструкцию ДУ СП на которую предлагается применение ТТ, рабочие углы будут колебаться в пределах $5 \dots 35^\circ$, что удовлетворяет рекомендациям.

В качестве прототипа предлагаемой конструкции ДУ СП с применением ТТ был взят гидроневматический амортизатор (ГПА) с установленной внутри корпуса ТТ [8,9]. На рис. 4 представлена запатентованная конструкция ГПА.

Как показали предварительные расчеты, у данной конструкции имеются следующие недостатки:

1) Поверхность испарения на корпусе амортизатора имеет недостаточную площадь охлаждения, что ограничивает возможности увеличения мощности поглощения ГПА.

2) С целью упрощения, данная конструкция расположена неподвижно внутри корпуса, что ухудшает теплообмен с окружающей средой.

3) Тепловая труба работает значительно более эффективно в подвижных конструкциях по сравнению с неподвижными.

Выводы. С помощью полученной математической модели имеется возможность провести более полный тепловой расчет тепловой трубы и обратить особое внимание на конструктивные моменты исполнения тепловой трубы в системе подрессоривания гусеничной машины.

Список литературы:

1. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХП». – 2005. - №37. – С.85-92. 2. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы: Пер. с англ.: - М. Энергия, 1979.-272с. 3. Дмитриев А.А., Чобиток В.А. и др. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976. - 207с. 4. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е.Е. Александров, В.В. Дуценко и др. – Харьков: ХГПУ, 1996. - 256с. 5. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. Пер. с англ./Под ред. Н.А.Анфимова. - М.: Мир, 1983.-512с. 6. Лыков А.В. Тепло- и массообмен в процессах испарения. ИФЖ, 1962, №11 7. Мосин И.И. Гидрогазодинамика и теплообмен в тепловых трубах. – Казань: КАИ, 1978.-84 с. 8. Патент FR 2556804 A1, 1983. 9. Патент US 3229759, 1963. 10. Патент US 4629169, 1986. 11. Стоянов Н.М. Влияние угла наклона замкнутого испарительного термосифона на теплопередачу /Теплоэнергетика. – 1968.- №3. 12. Стрельцов А.И. Теоретическое и экспериментальное исследование оптимального заполнения тепловых труб / ИВУЗ: Энергетика, 1973.- №12. 13. Тепловые трубы [сборник статей] Пер. с англ. и нем. Под ред. проф. д.т.н. Э.Э.Шильмана.- М.: Мир, 1972. 14. Технологические основы тепловых труб / М.Н.Ивановский, В.П.Сорокин, Б.А.Чулков, И.В.Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1980. - 157с. 15. Физические основы тепловых труб / М.Н.Ивановский, В.П.Сорокин, Б.А.Чулков, И.В.Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1978. -256с. 16. Чи С. Тепловые трубы: Теория и практика / Пер. с англ. В.Я.Сидорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 208с.

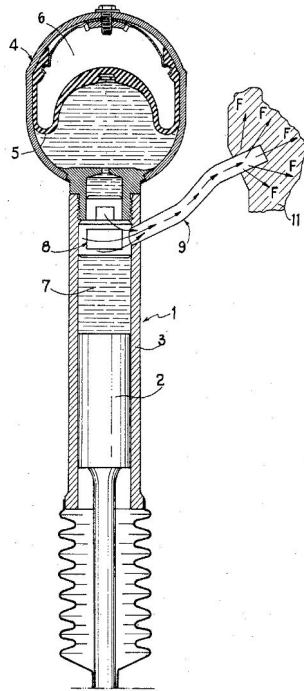


Рис.4 – Система охлаждения гидропневматического амортизатора на основе применения тепловой трубы [8]

Поступила в редколлегию 28.03.07

В.В. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, **Р.В. ПРОТАСОВ** (г. Харьков)

АППРОКСИМАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Наведено результати апроксимації зовнішніх швидкісних характеристик дизельних двигунів, що використовуються на швидкохідних гусеничних та повнопривідних колісних машинах.

External speed characteristics of diesel engines are used on high-speed tracted and full-drive wheeled vehicles are presented.

При исследовании тягово-динамических свойств транспортных средств одним из важных факторов является представление внешних скоростных характеристик энергетических установок.

В данной работе поставлена задача аппроксимации характеристик дизельных двигателей быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин (ГКМ) с учетом объектовых потерь мощности.

Безрегуляторную (корректорную) ветвь внешней скоростной характеристики дизеля обычно представляют следующими аналитическими зависимостями [1,2,3]:

$$N_e = N_{e_{\max}} \left[a_\omega \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + b_\omega \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c_\omega \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right]; \quad (1)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega}; \quad (2)$$

$$g_e = g_{eN} \left[a_g + b_g \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + c_g \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где N_e , M_e и g_e – соответственно эффективные мощность, крутящий момент и удельный эффективный расход топлива при угловой скорости вала дизеля ω ; $N_{e_{\max}}$ – максимальная эффективная мощность; g_{eN} – удельный эффективный расход топлива в режиме максимальной мощности; ω_N – угловая скорость при максимальной мощности; a_ω , b_ω и c_ω – постоянные для конкретного дизеля коэффициенты; ориентировочно $a_g = 1,55$, $b_g = -1,55$, $c_g = 1$.

Коэффициенты a_ω , b_ω и c_ω , которые по сути являются аппроксимационными, можно найти [4,5] по координатам характерных точек: $N_{e_{\max}}$, ω_N и $M_{e_{\max}}$, ω_{M_e} (максимальный эффективный крутящий момент и соответ-

вующая угловая скорость), обычно приводимых в технических характеристиках двигателя:

$$a_{\omega} = \frac{1 - k_{M_e} k_{\omega_e} (2 - k_{\omega_e})}{1 - k_{\omega_e} (2 - k_{\omega_e})}; \quad (4)$$

$$\dots b_{\omega} = \frac{2(1 - a_{\omega})}{2 - k_{\omega_e}}; \quad (5)$$

$$\dots c_{\omega} = a_{\omega} + b_{\omega} - 1, \quad (6)$$

где $k_{\omega_e} = \omega_N / \omega_{M_e}$ – коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости (эффективный); $k_{M_e} = M_{e_{\max}} / M_{e_N}$ (M_{e_N} – эффективный крутящий момент при максимальной мощности) – коэффициент приспособляемости двигателя по эффективному крутящему моменту.

Скоростная характеристика двигателя обычно снимается на испытательном стенде при постороннем источнике охлаждения, а также без воздухоочистителя и глушителя. Если при этом вентилятор системы охлаждения и работает, то потребляемая им мощность значительно меньше, чем в действительных условиях на ГКМ. Это объясняется большим сопротивлением реальных воздушных трактов (впускных и выпускных), особенно на специальных машинах, где корпус герметизируется, а воздухопритоки и отводы защищают от повреждений и попадания посторонних предметов. Поэтому необходимо учитывать дополнительные (объектовые) потери мощности при работе двигателя на ГКМ в составе моторной (силовой) установки – в системах дизеля: охлаждения, питания воздухом и выпуска отработанных газов, а также на привод масляных насосов, генератора и т.д. Эти потери в основном зависят от угловой скорости вала двигателя и их мощность можно оценить так [6,7]:

$$\Delta N = a_{\Delta} \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^{a_N} \cdot N_{e_{\max}}, \quad (7)$$

где a_{Δ} – коэффициент потерь: $a_{\Delta} = 0,12 \dots 0,16$ – для вентиляторной системы охлаждения и $a_{\Delta} = 0,1 \dots 0,14$ для эжекционной; $a_N = 3$ для вентиляторной и $a_N = 2$ для эжекционной систем охлаждения.

Если из эффективной мощности вычесть мощность потерь, получим свободную мощность, которая поступает на вход трансмиссии (силовой передачи): $N_{св} = N_e - \Delta N$. Свободный крутящий момент: $M_{св} = N_{св} / \omega$.

Логично ввести коэффициенты приспособляемости, которые выделяют характеристики свободных мощности и момента двигателя.

Коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости (свободный) – это отношение угловой скорости при максимальной свободной мощности (как правило, максимум свободной мощности имеет место при угловой скорости ω_N) к угловой скорости при максимальном свободном крутящем моменте. Нетрудно показать, что последняя

$$\omega_{M_{св}} = \frac{\omega_N [b_\omega - a_\Delta (3 - a_N)]}{2[c_\omega + a_\Delta (a_N - 2)]}. \quad (8)$$

Тогда коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости (свободный) равен

$$k_{\omega_{св}} = \frac{\omega_N}{\omega_{M_{св}}} = \frac{2[c_\omega + a_\Delta (a_N - 2)]}{b_\omega - a_\Delta (3 - a_N)}. \quad (9)$$

Коэффициент приспособляемости по свободному крутящему моменту - отношение максимального свободного крутящего момента к свободному крутящему моменту при максимальной мощности. После несложных преобразований получим:

$$k_{M_{св}} = \frac{a_\omega + \frac{b_\omega - a_\Delta (3 - a_N)}{2 \cdot k_{\omega_{св}}}}{1 - a_\Delta}. \quad (10)$$

В таблице приведены параметры широкого спектра дизельных двигателей ГKM.

Таблица

| Марка (страна-разрабчик) | Тип | $N_{e_{\max}}$, кВт (л.с.) | ω_N , рад/с (об/мин) | $M_{e_{\max}}$, Нм (кгс·м) | ω_{M_e} , рад/с (об/мин) | $\frac{\kappa_{M_e}}{\kappa_{M_{св}}}$ | $\frac{\kappa_{\omega_e}}{\kappa_{\omega_{св}}}$ | a_ω | b_ω | c_ω | Модель ГKM, где установлен дизель |
|--------------------------|-----|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|--|--|------------|------------|------------|-----------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| ЯМЗ-236 (СССР) | V6 | 132 (180) | 220 (2100) | 667 (68) | 157 (1500) | $\frac{1,11}{1,22}$ | $\frac{1,4}{1,55}$ | 0,42 | 1,94 | 1,36 | МАЗ-500 |
| КамАЗ-740 (СССР) | V8 | 155 (210) | 272 (2600) | 638 (65) | 168 (1600) | $\frac{1,12}{1,25}$ | $\frac{1,62}{1,9}$ | 0,81 | 1,01 | 0,82 | КамАЗ-4310, Урал-4320 |
| В-6 (СССР) | P6 | 177 (240) | 188 (1800) | 1128 (115) | 126 (1200) | $\frac{1,2}{1,33}$ | $\frac{1,49}{1,61}$ | 0,38 | 2,44 | 1,82 | ПТ-76 |
| ЯМЗ-238 (СССР) | V8 | 177 (240) | 220 (2100) | 883 (90) | 157 (1500) | $\frac{1,1}{1,2}$ | $\frac{1,4}{1,57}$ | 0,49 | 1,7 | 1,19 | МТ-Л, МТ-ЛБ, КрАЗ-255Б, БТР-80 |

Продолжение таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|------------------------------|-----|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------------|---------------------|-----------|------|------|-----------------------------------|
| КамАЗ-7403 (СССР) | V8 | 191 (260) | 272 (2600) | 780 (80) | 183 (1750) | $\frac{1,11}{1,23}$ | $\frac{1,49}{1,69}$ | 0,64 | 1,39 | 1,03 | БТР-80, БРДМ-3 |
| ЯМЗ-238С (СССР) | V8 | 195 (265) | 240 (2300) | 883 (90) | 157 (1500) | $\frac{1,09}{1,21}$ | $\frac{1,53}{1,82}$ | 0,78 | 0,95 | 0,73 | Урал-5322 |
| ЗТД-1 ¹ (Украина) | V3 | 206 (280) | 272 (2600) | 873 (89) | 215 (2050) | $\frac{1,15}{1,21}$ | $\frac{1,27}{1,30}$ | - 1,02 | 5,5 | 3,48 | БТР-70 (модернизация) |
| ЯМЗ-238Н (СССР) | V8 | 221 (300) | 220 (2100) | 1079 (110) | 157 (1500) | $\frac{1,07}{1,17}$ | $\frac{1,4}{1,62}$ | 0,61 | 1,29 | 0,9 | КрАЗ-260, МТ-ЛБу |
| УТД-20С1 (СССР) | V6 | 221 (300) | 272 (2600) | 960 (98) | 162 (1550) | $\frac{1,18}{1,32}$ | $\frac{1,68}{1,89}$ | 0,79 | 1,32 | 1,11 | БМП-2, БТР-3Е |
| ЯМЗ-240 (СССР) | V12 | 265 (360) | 220 (2100) | 1275 (130) | 157 (1500) | $\frac{1,06}{1,16}$ | $\frac{1,4}{1,68}$ | 0,7 | 1,02 | 0,72 | МАЗ-538 |
| ЗТД-2 ¹ (Украина) | V3 | 294 (400) | 272 (2600) | 1177 (120) | 215 (2050) | $\frac{1,09}{1,14}$ | $\frac{1,27}{1,32}$ | - 0,18 | 3,2 | 2,02 | БМП-2 (модернизация) |
| ЯМЗ-240Н1 (СССР) | V12 | 368 (500) | 220 (2100) | 1765 (180) | 168 (1600) | $\frac{1,06}{1,14}$ | $\frac{1,31}{1,5}$ | 0,48 | 1,51 | 0,99 | БелАЗ-548А |
| ЗТД-3 ¹ (Украина) | V3 | 368 (500) | 272 (2600) | 1462 (149) | 215 (2050) | $\frac{1,08}{1,13}$ | $\frac{1,27}{1,33}$ | - 0,07 | 2,9 | 0,83 | М-113 (модернизация) |
| УТД-29 (СССР) | V10 | 368 (500) | 272 (2600) | 1600 (163) | 162 (1550) | $\frac{1,18}{1,32}$ | $\frac{1,68}{1,89}$ | 0,79 | 1,32 | 1,11 | БМП-3 |
| Д-12А-525А (СССР) | V12 | 386 (525) | 210 (2000) | 2206 (225) | 126 (1200) | $\frac{1,2}{1,34}$ | $\frac{1,67}{1,85}$ | 0,75 | 1,52 | 1,27 | МАЗ-537Г, МАЗ-543, МАЗ-7310 |
| В-55 (СССР) | V12 | 427 (580) | 210 (2000) | 2354 (240) | 126 (1200) | $\frac{1,16}{1,29}$ | $\frac{1,67}{1,9}$ | 0,8 | 1,18 | 0,98 | Т-55 |

Продолжение таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|--|-----|--|---|---------------|---------------|--|--|-----------|------|------|-------------------------|
| ЗТД-4 ¹ (Украина) | В3 | 442 (600) | 272 (2600) | 1755 (179) | 215 (2050) | $\frac{1,08}{1,13}$ | $\frac{1,27}{1,33}$ | - 0,06 | 2,88 | 1,82 | БМП-3 (модернизация) |
| Д-12АН-650 (СССР) | В12 | 478 (650) | 210 (2000) | 2650 (270) | 126 (1200) | $\frac{1,16}{1,3}$ | $\frac{1,67}{1,89}$ | 0,79 | 1,23 | 1,02 | Шасси 12х12 |
| 5ТДФ ^{1,2} (СССР) | В5 | 515 (700) | 293 (2800) | 1923 (196) | 215 (2050) | $\frac{1,09}{1,16}$ | $\frac{1,36}{1,47}$ | 0,39 | 1,93 | 1,32 | Т-64 |
| В-46-4 (СССР) | В12 | 523 (710) | 210 (2000) | 2814 (287) | 141 (1350) | $\frac{1,13}{1,25}$ | $\frac{1,49}{1,66}$ | 0,59 | 1,62 | 1,21 | МТ-Т, МТ-С |
| В-46-6 (СССР) | В12 | 574 (780) | 210 (2000) | 3090 (315) | 141 (1350) | $\frac{1,13}{1,25}$ | $\frac{1,49}{1,66}$ | 0,59 | 1,62 | 1,21 | Т-72 |
| В-84МС (Россия) | В12 | 618 (840) | 210 (2000) | 3335 (340) | 141 (1350) | $\frac{1,13}{1,25}$ | $\frac{1,49}{1,66}$ | 0,59 | 1,62 | 1,21 | Т-72Б, Т-90 |
| 5ТДФ М ^{1,2} (Украина) | В5 | 625 (850) | 293 (2800) | 2325 (237) | 215 (2050) | $\frac{1,09}{1,15}$ | $\frac{1,36}{1,47}$ | 0,41 | 1,86 | 1,27 | Т-64БМ1 |
| В-92С2 (Россия) | В12 | 736 (1000) | 210 (2000) | 4067 (415) | 152 (1450) | $\frac{1,16}{1,27}$ | $\frac{1,38}{1,47}$ | 0,06 | 3,04 | 2,1 | Т-90С |
| 5ТДФ МА ^{1,2} (Украина) | В5 | 736 (1000) $N_{ен} =$ $=693$ (940 ³) | 272 (2600) $\omega_n = 293$ (2800 ³) | 2787 (284) | 215 (2050) | $\frac{1,03}{1,09}$ $\frac{(1,12^3)}{(1,18^3)}$ | $\frac{1,27}{1,36}$ $\frac{(1,36^3)}{(1,47^3)}$ | - 0,35 | 3,7 | 2,35 | Перспек тивная ГМ |
| 6ТД-1 ^{1,2} (СССР) | В6 | 736 (1000) | 293 (2800) | 2746 (280) | 215 (2050) | $\frac{1,09}{1,16}$ | $\frac{1,36}{1,47}$ | 0,39 | 1,93 | 1,32 | Т-64БМ, Т-80УД |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---|----|---|---|---------------|---------------|---|---|-----------|------|------|-------------------------|
| 6ТД-2 ^{1,2} (Украина) | В6 | 883 (1200) $N_{ен} =$ $=832$ (1130 ³) | 272 (2600) $\omega_n = 293$ (2800 ³) | 3340 (341) | 215 (2050) | $\frac{1,03}{1,09}$ (1,12 ³) (1,18 ³) | $\frac{1,27}{1,36}$ (1,36 ³) (1,47 ³) | - 0,35 | 3,7 | 2,35 | Т-84, Т-72АГ |
| 6ТД-3 ^{1,2} (Украина) | В6 | 993 (1350) | 293 (2800) | 3924 (400) | 210 (2000) | $\frac{1,16}{1,23}$ | $\frac{1,4}{1,47}$ | 0,15 | 2,82 | 1,97 | Перспек тивная ГМ |
| Опыт ный ^{1,2} (Украина) | В6 | 1176 (1600) | 257 (2450) | 4988 (508) | 173 (1650) | $\frac{1,09}{1,16}$ | $\frac{1,49}{1,69}$ | 0,71 | 1,13 | 1,84 | Перспек тивная ГМ |

В колонке "Тип" цифрой обозначено число цилиндров, буквой: Р – рядный, V – V-образный, В – со встречным движением поршней; ¹ – двухтактный дизель; при расчете $k_{\omega_{св}}$ и $k_{M_{св}}$ принято $a_{\Delta} = 0,14$, $a_N = 3$, кроме двигателей отмеченных ², для которых $a_N = 2$; ³ – для дизелей используется и зона внешней характеристики, где $N_e < N_{e_{max}}$, а $\omega > \omega_N$ ($N_{ен}$ и ω_n – номинальные эффективная мощность и угловая скорость). В этом случае при $\omega = \omega_N$ должно выполняться как условие (6) так и $dN_e/d\omega = 0$. Последнее условие применительно к (1) дает: $a_{\omega} + 2b_{\omega} - 3c_{\omega} = 0$. Тогда $c_{\omega} = k_{\omega_e}/2(k_{\omega} - 1)$; $b_{\omega} = 2c_{\omega} - 1$; $a_{\omega} = 2 - c_{\omega}$.

Представленные результаты позволяют аппроксимировать характеристики энергетических установок с учетом объектовых потерь мощности в виде, удобном для последующего анализа тягово-динамических качеств транспортных средств.

Список литературы: 1. Андрусенко П.И., Бурцев О.Н., Гутаревич Ю.Ф. Характеристики автомобильных и тракторных двигателей. – К.: Вища шк., 1978. – 128 с. 2. Машиностроение. Энциклопедия в 40-а т. - Т.4-15: Колесные и гусеничные машины / Под общ. ред. В.Ф. Платонова. – М.: Машиностроение, 1997. – 688 с. 3. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. – М.: Воениздат, 1984. – 264 с. 4. Кошарний М.Ф. Основы механіки та енергетики автомобіля. – К.: Вища шк., 1992. – 200 с. 5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 6. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 7. Павлов В.В. Тягово-скоростные свойства транспортных машин. Теория и расчет. – М.: МАДИ, 1991 – 191 с.

Поступила в редколлегию 15.06.07

Е.Б. КОНДУСОВА, д-р. техн. наук, **Р.В. КОВАЛЮХ**, канд. техн. наук (г. Харьков)

МОДЕЛЬ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЛЕС С ЭКВИДИСТАНТНЫМИ ЛИНИЯМИ ЗУБЬЕВ

Стаття присвячується питанням розробки методів виготовлення двох параметричних зацеплень які забезпечують потрібну точність і якість.

The features of shaping if teeth surfaces of special bevel gear-wheels with constant normal hitch are considered. The analytical description of kinematics in the machinetool. Rack gearing of machined and crown gear-wheels is offered.

Двухпараметрические зубчатые зацепления выгодно отличаются от традиционных расширенными функциями, так как предусматривают независимые кинематические изменения одновременно по двум параметрам. Один из них обеспечивает передачу вращения между валами, второй – непрерывное или дискретное изменения в заданных пределах передаточного отношения, межосевого расстояния или угла между осями в зависимости от эксплуатационных требований к передаче. При этом изменение второго параметра связано с перемещением звена с узким венцом вдоль удлиненных эквидистантных зубьев основного звена [1].

Зубчатые вариаторы скорости целесообразно применять при создании высокопроизводительных металлорежущих станков взамен ступенчатых коробок скоростей и подач, что позволит реализовать в полном объеме оптимальные режимы резания и интенсифицировать процесс обработки [2]. Другая область применения вариаторов – роторные и поточно-пространственные технологические системы, шарниры манипуляторов для робототехнических комплексов, а также переналаживаемая оснастка для гибких производственных систем (многоспindelные переналаживаемые сверлильные головки, приспособления для обработки фасонных поверхностей, прокат профилей переменного сечения и т.д.) [2].

Основным звеном двухпараметрической передачи в общем случае может быть зубчатое колесо на базе начальной поверхности вращения с произвольной образующей переменного радиуса. Колесо имеет эквидистантные линии зубьев с винтовой структурой и переменным шагом и параметром винта. Свяжем с обрабатываемым колесом систему координат 1, с производящим колесом – систему координат 2. На начальной поверхности обрабатываемого колеса расположена непрерывная ортогональная сеть линий зубьев и линий нормальных шагов. Для обеспечения точности зацепления и посто-

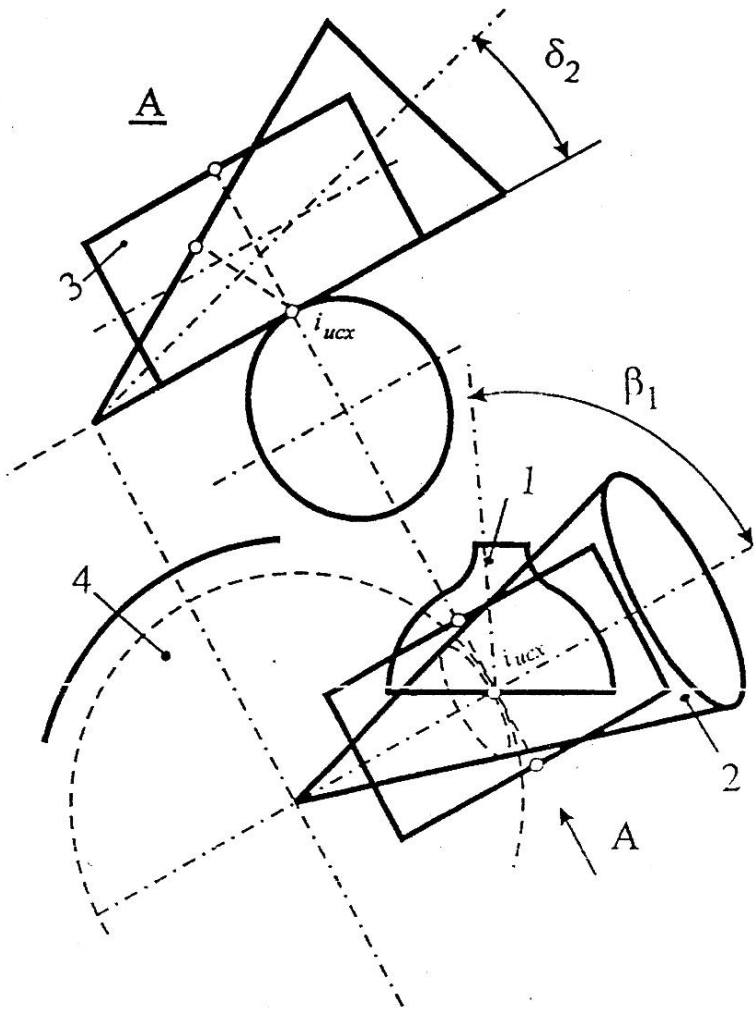
яинства нормальных шагов осевая плоскость производящей поверхности должна быть перпендикулярна линии нормальных шагов. Будем считать, что исходная точка касания начальных поверхностей $u_{исх}$ находится на оси x_1 , и осевая плоскость производящей поверхности проходит через x_1 под углом β_1 к исходной образующей начальной поверхности основного звена (см. рис. 1). Наклон оси производящей поверхности к плоскости, проходящей через точку $i_{исх}$ перпендикулярную x_1 зададим углом δ_2 при конкретной форме образующей поверхности вращения и различных δ_2 . Получаем частные начальные поверхности производящего колеса и, соответственно, частные обкаточные инструменты для обработки колес с эквидистантными зубьями. Так, если образующей является прямая, то можно создать инструменты на базе конического $2(0 \leq \delta_2 \leq \pi/2)$, цилиндрического $3(\delta = 0)$ или плоского $4(\delta = \pi/2)$ производящих колес, если образующей является окружность, то на базе сферического производящего колеса ($\delta = 0$).

Рассмотрим особенности геометрии и обработки конического колеса с эквивалентными зубьями. Каждая линия зуба может быть получена двумя одновременными движениями точки: вращением вокруг оси колеса с параметром ψ и параллельным переносом вдоль текущей образующей конуса с параметром u (см. рис. 2). Вектор суммарной скорости этих движений совпадает с касательной к линии зуба и в исходном положении у основания начального конуса составляет с его образующей начальный угол β , а в текущей точке угол β_i , изменяющейся как функция ψ . Связь между параметрами ψ и u линии зубьев является условием их эквидистантности:

$$\frac{\Delta\psi}{\Delta u} = \frac{1}{R_1 \cos \beta} \sqrt{1 - \frac{R_1^2 \cos^2 \beta}{(R_1 - u \sin \varepsilon)^2}}, \quad (1)$$

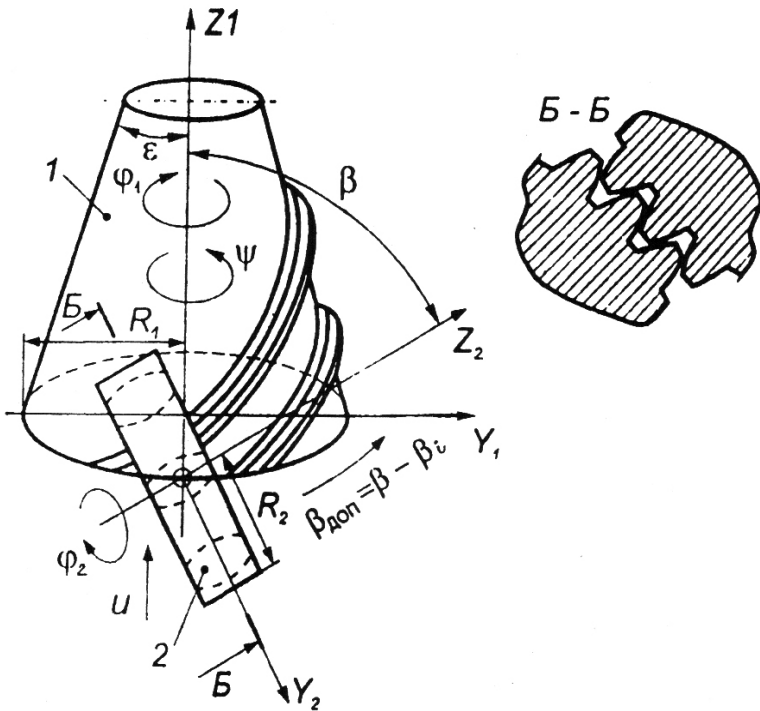
где R_1 – радиус основания начального конуса;
 ε – угол конуса.

Сложная геометрия эквидистантных зубьев определяет технологические трудности их изготовления, требуются специальные методы и специальные обкаточные инструменты. Поверхности зубьев не допускают скольжения по себе, по своей геометрической природе они



- 1 – начальная поверхность вращения;
- 2 – коническое производящее колесо ($0 \leq \delta \leq \pi/2$);
- 3 – цилиндрическое производящее колесо ($\delta = 0$);
- 4 – плоское производящее колесо ($\delta = \pi/2$).

Рис. 1. Точечное касание начальных поверхностей обрабатываемого колеса и инструментов



1 – коническое колесо с эквидистантными зубьями
 2 – цилиндрическое колесо с бочкообразными зубьями

Рис. 2. Кинематика зацепления с постоянным нормальным шагом для конического колеса

предлагают не одно, а двухпараметрический контакт с производящей поверхностью.

Поэтому для их окончательной обработки должны применяться обкаточные методы как наиболее близкие к условиям работы готовой передачи. При этом должен выдерживаться принцип полного совпадения условий станочного и готового зацепления. Следовательно, при обработке конического колеса эквидистантными зубьями, в качестве производящего должно быть использовано колесо, сопряженное с ним в готовой передаче и превращенное в обкаточный инструмент.

Пусть в исходном положении оси конического и цилиндрического колес скрещиваются под углом β на межцентровом расстоянии A . Кинематика обработки учитывает специфику линий зубьев и включает обкаточные

вращения колес с параметрами φ_1 и φ_2 связанными неизменным передаточным отношением, и подачу инструмента вдоль линии зуба с параметрами ψ и u , связанными условием эквидистантности (1) с непрерывным доворотом вокруг межцентровой прямой на угол $\beta_{\text{дон}} = \beta - \beta_i$ для отслеживания угла наклона линии зуба. Для описания формообразования зубьев могут быть использованы многопараметрические отображения аффинного пространства [3,4]. Исходное положение и прямое движение инструмента относительно условно неподвижной заготовки описывается уравнением:

$$\overline{m}_1 = \overline{\varphi_1 \psi \varepsilon \beta}_{\text{дон}} \overline{\beta \varphi_2 r_2} + \overline{\varphi_1 \psi \varepsilon (u - R_2)} + \overline{\varphi_1 \psi R_1}, \quad (2)$$

где $\overline{\varphi_1}, \overline{\varphi_2}, \overline{\psi}, \overline{u}, \overline{\beta}_{\text{дон}}$ – отображающие операторы; $\overline{\varepsilon}, \overline{\beta}, \overline{R_2}, \overline{R_2}$ – координатные операторы; $\overline{m}_1, \overline{m}_2$ – радиус-векторы точек поверхностей зубьев обрабатываемого и производящего зубчатых колес.

Уравнения сложного обращенного движения нарезаемого колеса относительно условно неподвижного инструмента включают те же элементарные движения и преобразования координат, что и при прямом движении, но взятые в обратной последовательности:

$$\overline{m}_2 = \overline{\varphi_2^T \beta^T \beta_{\text{дон}}^T \varepsilon^T \psi^T \varphi_1^T r_1 - \varphi_2^T \beta^T \beta_{\text{дон}}^T \left(\overline{\varepsilon^T R_1} + \overline{R_2} + \overline{u} \right)}, \quad (3)$$

где “Т” – означает транспортирование матриц.

Поверхность зуба обрабатываемого конического колеса получена как двухпараметрическая огибающая при заданном движении заданной производящей поверхности [5]. Из точечного контакта и отсутствия интерференции примем, что зуб производящего колеса является бочкообразным (арочным или круговым) и ограничен поверхностью вращения, радиус кривизны которой выбран с учетом кривизны впадины между нарезаемыми зубьями. Совокупность уравнений производящих поверхности и уравнений прямого движения (2) задает двухпараметрическое семейство этих поверхностей.

Алгоритмы и методика получения числовой информации об искомой поверхности зуба конического колеса определяют ее как множество точек контакта с производящей поверхностью. Каждая точка получается путем подстановки мгновенных значений всех параметров движения в условия касания, совместного их решения и подстановки, найденных чисел в уравнение производящей поверхности и прямого относительного движения.

Параметрами изменения взаимного расположения обрабатываемого и производящего колес являются: межцентровое расстояние $A = R_1 + R_2$, угол скрещивания осей ν , текущий угол наклона линии зуба β_i , текущее межосевое расстояние $A_i = R_i + R_1$ и текущее смещение L_i производящего колеса вдоль оси конического колеса. Первые два параметра при перемещении обкаточного инструмента вдоль линии зуба остаются неизменными, а остальные являются функциями геометрических параметров конического колеса:

$$\begin{aligned}\beta_i &= \frac{R_1 \cos \beta}{R_1 - u \sin \varepsilon}; \\ A_i &= R_1 - u \sin \varepsilon + R_2; \\ L_i &= \sqrt{A^2 - (R_1 - u \sin \varepsilon + R_2)^2}.\end{aligned}\tag{4}$$

Предварительная обработка впадин между зубьями может быть осуществлена методами деления и однопараметрическим огибанием фасонными инструментами, основанными на производящей поверхности вращения: фасонными модульными фрезами и фасонными шлифовальными кругами.

На базе цилиндрического производящего колеса с точечным контактом могут быть созданы специальные обкаточные лезвийные или абразивные инструменты.

Описанные методы позволяют разработать технологию изготовления колес двухпараметрических зацеплений, обеспечивающих требуемую точность и качество.

Список литературы: 1. Ковалюх В.Р. Синтез зубчатых вариаторов на основе колес с равновысокоширокими зубьями и впадинами: Дисс. канд. техн. наук – Харьков.- 1982. –156 с. 2. Ковалюх Р.В., Устиненко А.В. Многопараметрические передачи как элементная база технологий в машиностроении: Тез. докл. Междунар.научн.техн.конф. –Харьков. - 1992. - С.63-65. 3. Кондусова Е.Б. Исследование параметров двухпараметрических зубчатых передач /Обеспечение надежности и долговечности зубчатых передач на стадии проектирования и изготовления: Тез.докл.респ.научн.техн.конф. – Севастополь. - 1988. - С. 50-55. 4. Кондусова Е.Б., Ковалюх Р.В. Особенности формообразования зубьев специальных колес / 4-ый Всесоюзн. симпозиум по теории реальных передач зацеплением: Тез.докл. – Курган. - 1988. - С.75-77. 5. Ерихов М.Л. К вопросу о синтезе зацеплений с точечным касанием / Теория передач в машинах. – М. - 1966. - С. 78.

Поступила в редколлегию 08.10.2007

В.А. КОНОНЕНКО, канд. техн. наук (г. Харьков)

ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОРИЕНТАЦИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПОМОЩЬЮ ПАРАМЕТРОВ РОДРИГА – ГАМИЛЬТОНА, ВЫЧИСЛЯЕМЫХ РЕВЕРСИВНЫМ МЕТОДОМ

У статті наведені метод і результати порівняння точності двох алгоритмів інтегрування в бортовому обчислювачі параметрів Родріга – Гамільтона. Показано, що інтегрування за допомогою реверсивного алгоритму має похибку, пропорційну h^5 , де h – такт знімання інформації з датчиків.

The article presents a method and results of comparison of two integration algorithms of Rodrig – Hamilton parameters in an on-board computer. It is shown that a miscalculation of the integration with the help of a reversible algorithm is proportionate to h^5 , where h is a time step of a pickup of information from sensors.

Введение. Системы навигации, которые в настоящее время устанавливаются на многие транспортные средства, должны обеспечивать определение линейных координат текущего положения центра масс изделия на местности и угловой ориентации корпуса в пространстве. Наиболее полно в достижении указанных целей зарекомендовали себя комплексные навигационные системы, в состав которых входят элементы автономных навигационных систем (АНС) и спутниковых навигационных систем [1, 2]. В настоящей работе рассматриваются отдельные вопросы, связанные с разработкой АНС, в частности, определение угловой ориентации корпуса транспортной машины, что является обязательной составляющей навигационной системы.

С целью определения угловой ориентации корпуса машины могут использоваться инерциальные навигационные системы (ИНС) на гиросtabilизированных платформах или трехстепенные гироскопические системы курсокреноуказания [3], измеряющие три угловых составляющие ориентации машины в пространстве. Эти системы, обеспечивая высокую точность измерения углов, имеют высокую стоимость и значительные габаритные размеры.

Интенсивное развитие микропроцессорной техники и неуклонное снижение ее стоимости позволило использовать принципы бесплатформенных инерциальных систем (БИС), в которых угловая ориентация транспортного средства не измеряется дорогостоящими высокочувствительными гироскопическими датчиками углов, а вычисляются в бортовом вычислительном устройстве по выходной информации относительно недорогих и высоконадежных датчиков угловой скорости (ДУС).

Определение угловой ориентации машины по сигналам с ДУС наиболее рационально производить путем численного интегрирования в бортовом вычислителе кинематических уравнений связи вектора угловой скорости вращения объекта $\overline{\omega}_c$ с производными от параметров ориентации представленными в виде параметров Родрига – Гамильтона [4–6]. Точность интегрирования этих кинематических уравнений в значительной мере определяет точность ориентации объекта. В работе [7] и других предложен ряд методов интегрирования кинематических уравнений параметров Родрига – Гамильтона, произведена оценка точности интегрирования. Точность реверсивного метода интегрирования параметров Родрига – Гамильтона, предлагаемого в работе [6], не оценена.

Цель работы. Провести сравнительную оценку точности интегрирования параметров Родрига – Гамильтона реверсивным методом относительно метода интегрирования, точность которого известна.

Изложение основного материала. В общем случае угловая ориентация твердого тела относительно инерциальной системы координат, выраженная через параметры Родрига – Гамильтона

$$\Lambda = [\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3]^T, \quad (1)$$

где T – символ транспонирования, может быть получена [4, 5] путем численного интегрирования в бортовом вычислителе кинематических уравнений

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_0 &= -\frac{1}{2}(\omega_{cx}\lambda_1 + \omega_{cy}\lambda_2 + \omega_{cz}\lambda_3); \\ \dot{\lambda}_1 &= \frac{1}{2}(\omega_{cx}\lambda_0 + \omega_{cz}\lambda_2 - \omega_{cy}\lambda_3); \\ \dot{\lambda}_2 &= \frac{1}{2}(\omega_{cy}\lambda_0 + \omega_{cx}\lambda_3 - \omega_{cz}\lambda_1); \\ \dot{\lambda}_3 &= \frac{1}{2}(\omega_{cz}\lambda_0 + \omega_{cy}\lambda_1 - \omega_{cx}\lambda_2); \end{aligned} \quad (2)$$

где $\overline{\omega}_c = [\omega_{cx}, \omega_{cy}, \omega_{cz}]^T$ – вектор угловой скорости объекта в проекциях на связанные с ним оси координат.

Уравнения (2) могут быть представлены в виде

$$\dot{\Lambda} = \frac{1}{2} \Phi(\omega) \cdot \Lambda, \quad (3)$$

где $\Phi(\omega)$ – кососимметрическая (4×4) матрица, которая ставится в соответствие вектору $\bar{\omega}_c$:

$$\Phi(\omega) = \begin{vmatrix} 0 & -\omega_{cx} & -\omega_{cy} & -\omega_{cz} \\ \omega_{cx} & 0 & \omega_{cz} & -\omega_{cy} \\ \omega_{cy} & -\omega_{cz} & 0 & \omega_{cx} \\ \omega_{cz} & \omega_{cy} & -\omega_{cx} & 0 \end{vmatrix}. \quad (4)$$

Принимаем, что с ДУС поступают сигналы в дискретные промежутки времени h в форме приращения вектора угла кажущегося поворота. Представим совокупность сигналов измерителей угловой скорости на $(n+1)$ такте съема в виде вектора

$$\bar{\Theta}(n+1) = [\theta_x(n+1), \theta_y(n+1), \theta_z(n+1)]^T = \int_{nh}^{(n+1)h} \bar{\omega}_c dt.$$

В работе [7] предлагается интегрировать уравнения (2) с шагом $H = 2sh, s = 1, 2, \dots$, приняв начало очередного шага интегрирования за начальный момент t_0 и считая $\Lambda(t_0) = \Lambda_0$ известным при $t_0 \leq t \leq t_0 + h$, в виде

$$\Lambda(t) = F(t, t_0) \Lambda_0, \quad (5)$$

где (4×4)-матрица $F(t, t_0)$ – матрициант уравнения (3):

$$\dot{F}(t, t_0) = \frac{1}{2} \Phi(\omega) F(t, t_0), \quad F(t, t_0) = E_4. \quad (6)$$

Матрициант уравнения (3) представляется в виде

$$\begin{aligned} F(t, t_0) &= f_0(t) E_4 + \Phi(\bar{f}(t)), \quad \bar{f} = [f_1, f_2, f_3]^T; \\ f_0(t_0) &= 1, \quad \bar{f}(t_0) = 0; \quad f_0^2 + \bar{f} \cdot \bar{f} = 1. \end{aligned} \quad (7)$$

Автор в работе [7] принимает, что вектор $\bar{\omega}_c$ на отрезке $[t_0, t_0 + H]$ допускает аппроксимацию отрезком степенного ряда любой нужной длины, и аппроксимирует вектор \bar{f} степенным рядом четного порядка K .

Пусть $s = 1$, а порядок степенного ряда $K = 4$, тогда алгоритм вычисления вектора \bar{f} и величины f_0 запишется в виде:

$$\begin{aligned}
 f_1(t_0 + H) &= \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{48} \|\bar{f}_1\|^2 \right) \cdot (\theta_{x,0} + \theta_{x,1}) + \frac{1}{3} (\theta_{y,0} \cdot \theta_{z,1} - \theta_{y,1} \cdot \theta_{z,0}) \\
 f_2(t_0 + H) &= \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{48} \|\bar{f}_1\|^2 \right) \cdot (\theta_{y,0} + \theta_{y,1}) + \frac{1}{3} (\theta_{x,0} \cdot \theta_{z,1} - \theta_{x,1} \cdot \theta_{z,0}) \\
 f_3(t_0 + H) &= \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{48} \|\bar{f}_1\|^2 \right) \cdot (\theta_{z,0} + \theta_{z,1}) + \frac{1}{3} (\theta_{x,0} \cdot \theta_{y,1} - \theta_{x,1} \cdot \theta_{y,0}) \\
 f_0(t_0 + H) &= 1 - \frac{1}{2} \|\bar{f}_1\|^2 - \frac{1}{8} \|\bar{f}_1\|^4,
 \end{aligned} \tag{8}$$

где

$$\|\bar{f}_1\|^2 = (\theta_{x,0} + \theta_{x,1})^2 + (\theta_{y,0} + \theta_{y,1})^2 + (\theta_{z,0} + \theta_{z,1})^2;$$

$$\bar{\Theta}_0 = [\theta_{x,0}, \theta_{y,0}, \theta_{z,1}] = \int_{t^* - h}^{t^*} \bar{\omega}_c dt; \quad \bar{\Theta}_1 = [\theta_{x,1}, \theta_{y,1}, \theta_{z,1}] = \int_{t^*}^{t^* + h} \bar{\omega}_c dt.$$

Определение векторов $\bar{\Theta}_0$ и $\bar{\Theta}_1$ иллюстрируется на рисунке 1.

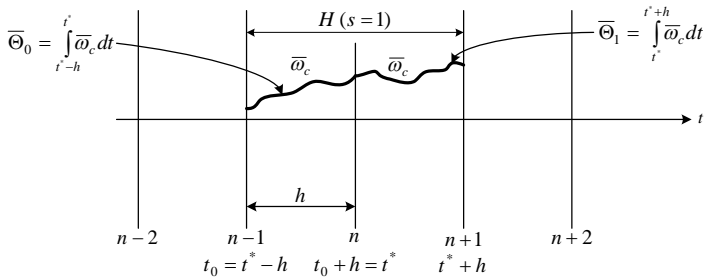


Рисунок 1 – Определение приращения вектора угла кажущегося поворота за шаг $H = 2h$

Пусть кватернион \bar{P} , вычисленный в соответствии с разложением в степенной ряд четвертой степени вектора \bar{f} и функции \bar{f}_0 , имеет компоненты

$$P = [p_0, \bar{P}]^T = [p_0, p_1, p_2, p_3]^T,$$

которые вычисляются по следующему алгоритму:

$$\begin{aligned} p_0(t_0 + H) &= p_0(t_0) \cdot f_0(t_0 + H) - \bar{p}(t_0) \cdot \bar{f}(t_0 + H); \\ \bar{p}(t_0 + H) &= p_0(t_0) \cdot \bar{f}(t_0 + H) + f_0(t_0 + H) \cdot \bar{p}(t_0) + \bar{p}(t_0) \times \bar{f}(t_0 + H). \end{aligned} \quad (9)$$

Согласно [7], алгоритм (8), (9) вычисления параметров кватерниона угловой ориентации P имеет ошибку, пропорциональную величине h^5 . Назовем этот алгоритм как алгоритм разложения матрицианта.

Рассмотрим реверсивный алгоритм интегрирования кинематических уравнений (2).

Обозначим полученный в результате интегрирования этим методом кватернион как

$$M = [\mu_0, \mu_1]^T = [\mu_0, \mu_1, \mu_2, \mu_3]^T. \quad (10)$$

Реверсивный метод интегрирования – метод Гаусса – Зейделя – заключается в следующем. Поскольку бортовой вычислитель должен решать уравнения (2) последовательно, то в правую часть уравнения для вычисления величины $\mu_j[t_0 + h]$ ($j = 1, 2, 3$) подставляются уже вычисленные на этом шаге значения $\mu_{j-1}[t_0 + h], \dots, \mu_0[t_0 + h]$. Далее, предлагается использовать реверсивный метод, когда, допустим, на нечетном шаге работы системы порядок вычисления $\mu_j[t_0 + h]$ был $\mu_1[t_0 + h], \dots, \mu_3[t_0 + h], \mu_0[t_0 + h]$, то на четном шаге порядок вычисления меняется на обратный от $\mu_3[t_0 + h]$ к $\mu_0[t_0 + h]$.

Кроме того, предлагается корректировать величину нормы кватерниона (10), которая нарушается в процессе численного решения разностных уравнений.

Окончательно реверсивный алгоритм расчета параметров ориентации машины имеет следующий вид:

- нечетный шаг работы системы:

$$\begin{aligned}
\mu_1(t_0 + h) &= \mu_1(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_2(t_0) - \omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_3(t_0) \right] \\
\mu_2(t_0 + h) &= \mu_2(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_3(t_0) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) - \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_1(t_0 + h) \right] \\
\mu_3(t_0 + h) &= \mu_3(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_1(t_0 + h) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) - \omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_2(t_0 + h) \right]; \\
\mu_0(t_0 + h) &= \sqrt{1 - \mu_1^2(t_0 + h) - \mu_2^2(t_0 + h) - \mu_3^2(t_0 + h)};
\end{aligned} \tag{11}$$

- четный шаг работы системы:

$$\begin{aligned}
\mu_3(t_0 + h) &= \mu_3(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_1(t_0) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) - \omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_2(t_0) \right]; \\
\mu_2(t_0 + h) &= \mu_2(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_3(t_0 + h) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) - \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_1(t_0) \right] \\
\mu_1(t_0 + h) &= \mu_1(t_0) + \frac{1}{2}h \left[\omega_{cx}(t_0 + h) \cdot \mu_0(t_0) + \right. \\
&\quad \left. + \omega_{cz}(t_0 + h) \cdot \mu_2(t_0 + h) - \omega_{cy}(t_0 + h) \cdot \mu_3(t_0 + h) \right] \\
\mu_0(t_0 + h) &= \sqrt{1 - \mu_1^2(t_0 + h) - \mu_2^2(t_0 + h) - \mu_3^2(t_0 + h)};
\end{aligned}$$

Сравнительную оценку точности работы алгоритмов (8), (9) и (10) проведем следующим образом. Пусть такт съема информации с ДУС равен $h = 0,005$ с, проекции вектора угловой скорости $\overline{\omega}_c$ колебаний корпуса при движении по неровностям трассы зададим в следующем виде:

$$\begin{aligned}
\omega_{cx}(t) &= A_x + B_x t + C_x \sin(2\pi F_x t + \varphi_x); \\
\omega_{cy}(t) &= A_y + B_y t + C_y \sin(2\pi F_y t + \varphi_y); \\
\omega_{cz}(t) &= A_z + B_z t + C_z \sin(2\pi F_z t + \varphi_z),
\end{aligned} \tag{12}$$

где $\omega_{cx}(t)$, $\omega_{cy}(t)$, $\omega_{cz}(t)$ – проекции вектора угловой скорости соответственно на продольную, поперечную и вертикальную оси связанной с корпусом машины системы координат.

Определим «идеальную» угловую ориентацию машины, интегрируя кинематические уравнения (2) методом Рунге-Кутты с шагом $h_{и} = 0,001$ с, используя зависимости для проекций вектора $\bar{\omega}_c$ (12). Синхронно с этим вычислительным процессом определяем параметры кватернионов P и M с помощью алгоритмов (8), (9) и (10). Начальные условия для интегрирования принимаются равными

$$\Lambda(t_{н}) = P(t_{н}) = M(t_{н}) = [1, 0, 0, 0]^T.$$

Точность работы алгоритмов, построенных на основании разложения в ряд матрицанта и реверсивного алгоритма, определяется формулой разности между вычисленными кватернионами $P(t)$, $M(t)$ и «идеальным» кватернионом $\Lambda(t)$.

Пусть кватернионы разности поворотов равны

$$\begin{aligned} \Delta P &= [\Delta p_0, \Delta \bar{p}]^T = [\Delta p_0, \Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3]^T; \\ \Delta M &= [\Delta \mu_0, \Delta \bar{\mu}]^T = [\Delta \mu_0, \Delta \mu_1, \Delta \mu_2, \Delta \mu_3]^T. \end{aligned}$$

Кватернионы ΔP и ΔM определяются формулами кватернионного произведения [8]:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \tilde{\Lambda} \circ P = \Delta p_0 + \Delta \bar{p}; \\ \Delta M &= \tilde{\Lambda} \circ M = \Delta \mu_0 + \Delta \bar{\mu}, \end{aligned} \tag{13}$$

где $\tilde{\Lambda}$ – кватернион, сопряженный с кватернионом Λ , $\tilde{\Lambda} = \lambda_0 - \bar{\lambda}$; « \circ » – знак кватернионного произведения.

Элементы кватернионов ΔP и ΔM определяются выражениями

$$\begin{aligned} \Delta p_0 &= \lambda_0 p_0 + (\bar{\lambda}, \bar{p}); \\ \Delta \bar{p} &= \lambda_0 \bar{p} - p_0 \bar{\lambda} - (\bar{\lambda} \times \bar{p}); \\ \Delta \mu_0 &= \lambda_0 \mu_0 + (\bar{\lambda}, \bar{\mu}); \\ \Delta \bar{\mu} &= \lambda_0 \bar{\mu} - \mu_0 \bar{\lambda} - (\bar{\lambda} \times \bar{\mu}), \end{aligned} \tag{14}$$

где \bar{p} , $\bar{\mu}$ – векторные части кватернионов P и M .

В случае отсутствия ошибок интегрирования кватернионы разности поворотов имеют вид

$$\begin{aligned}\Delta P &= [1, 0, 0, 0]^T; \\ \Delta M &= [1, 0, 0, 0]^T,\end{aligned}$$

следовательно, элементы этих кватернионов характеризуют ошибки интегрирования по алгоритмам (8), (9) и (10).

На рисунке 2 представлены графики изменения ошибок численного интегрирования, проведенного по алгоритмам разложения матрицанта и реверсивным алгоритмом, когда проекции вектора угловой скорости поворота корпуса $\bar{\omega}_c$, заданные соотношениями (12), рассчитываются при $C_x = C_y = 0,174$ рад; $C_z = 0$; $A_x = A_y = A_z = 0$; $B_x = B_y = B_z = 0$; $F_x = 0,8$ Гц; $F_y = 1$ Гц; $F_z = 0$; $\varphi_x = \varphi_y = \varphi_z = 0$.

Получаемые при этих значениях проекции вектора $\bar{\omega}_c$ близки к угловым колебаниям корпуса машины при ее прямолинейном движении по неровностям местности.

Проведенные расчеты показали, что точности интегрирования двумя рассматриваемыми в работе методами близки между собой.

Можно показать [6], что при малых величинах ошибок зависимость между углами Эйлера – Крылова и элементами кватернионов разностей поворотов имеет вид

$$\begin{aligned}\Delta\psi_p &\approx 2\Delta p_0\Delta p_3; & \Delta\psi_\mu &\approx 2\Delta\mu_0\Delta\mu_3; \\ \Delta\vartheta_p &\approx 2\Delta p_0\Delta p_2; & \Delta\vartheta_\mu &\approx 2\Delta\mu_0\Delta\mu_2; \\ \Delta\gamma_p &\approx 2\Delta p_0\Delta p_1; & \Delta\gamma_\mu &\approx 2\Delta\mu_0\Delta\mu_1,\end{aligned}$$

где $\Delta\psi$, $\Delta\vartheta$, $\Delta\gamma$ – ошибки интегрирования углов курса, дифферента и крена.

Для приведенного на рисунке 2 примера расчета в результате статистической обработки данных получены результаты, представленные в таблице 1.

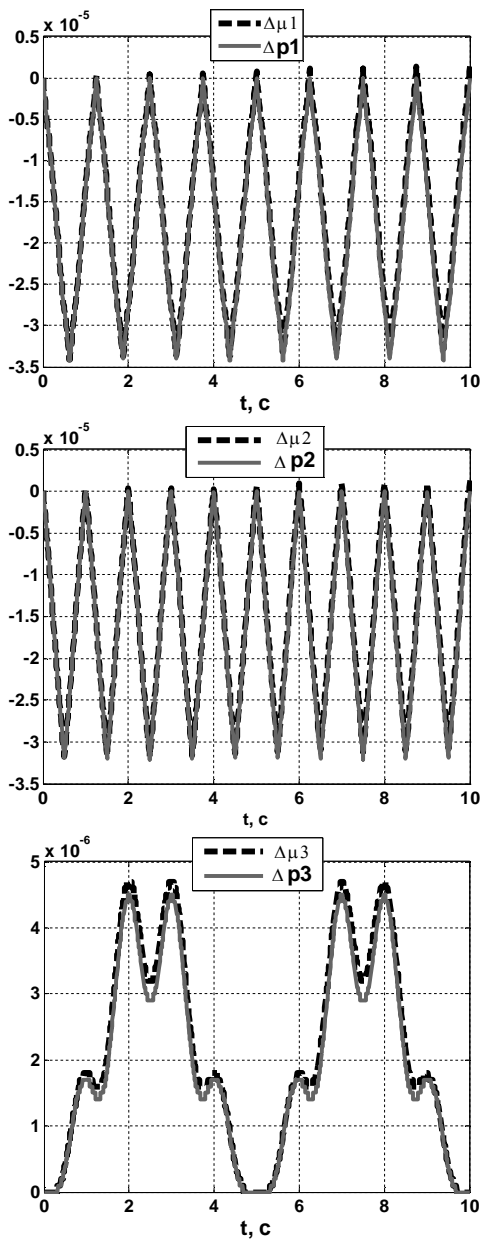


Рис. 2. Изменение во времени ошибок интегрирования параметров кватернионов ΔP и ΔM

Таблица 1 – Результаты статистической обработки параметров кватернионов разностей поворотов

| | Среднее арифметическое ошибки, | | Средняя квадратичная ошибка, | |
|--------------------|--------------------------------|------------|------------------------------|------------|
| | град | | град | |
| | ΔP | ΔM | ΔP | ΔM |
| $\Delta \psi$ | 0,00023 | 0,00024 | 0,00016 | 0,00017 |
| $\Delta \vartheta$ | -0,00176 | -0,00183 | 0,00109 | 0,00109 |
| $\Delta \gamma$ | -0,00198 | -0,00189 | 0,00116 | 0,00116 |

Выводы. Реверсивный алгоритм интегрирования параметров Родрига – Гамильтона близок по точности к алгоритмам разложения функций матрицианта кинематических уравнений (2) в степенной ряд по четным степеням до четвертой степени включительно. В этом случае ошибка интегрирования пропорциональна h^5 , где h – такт съема информации с датчиков угловых скоростей. Реверсивный алгоритм вычисления параметров Родрига – Гамильтона при той же точности интегрирования, что и алгоритм разложения функций матрицианта, более простой и требует меньшей оперативной памяти, поэтому он является предпочтительным для задач создания бесплатформенных инерциальных систем.

Список литературы: 1. Борисов С. Средства навигации и топопривязки // Зарубежное военное обозрение. – 1984. – № 4. – С. 20-31. 2. Гофман-Валенгоф В., Лихтенеггер Г., Колінз Д. Глобальная система визначення місто положення (GPS): Теорія і практика: пер. з нім. – Київ: Наукова думка, 1996. – 350 с. 3. www.ppk.perm.su. 4. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Гос. изд.-во физ.-мат. литературы, 1961. – 824 с. 5. Бранец В.Н., Шмыглевский И.П. Введение в теорию бесплатформенных навигационных систем. – М.: Наука, 1992. – 280 с. 6. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич, В.А. Кононенко и др.; Под. ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с. 7. Панов А.П. Математические основы теории инерциальной навигации. – Киев: Наукова думка, 1995. – 279 с. 8. Успенский В.Б. Теоретические основы гиросилового управления ориентацией космического летательного аппарата: Монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 328 с.

Поступила в редколлегию 16.11.07.

***В.М. КУДРОВ, В.А. КУЗЬМИНСКИЙ, Р.В. ЖМЕНЬКО,
И.Д. ЧУЧМАРЬ, В.А. ЗАРЯНОВ, В.Н. ЗОЛОТУХА*** (г. Харьков)

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК КОЛЁСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В статті описано існуючий стенд для випробувань колесних та гусеничних машин, на якому досліджуються силові установки на різних режимах роботи двигуна та трансмісії, а також надані результати досліджень деяких машин спеціального призначення.

The article presents description of the operating test bench for wheeled and tracked vehicles designed to test power packs at various engine and transmission operating regimes as well as it gives evaluation results of some special-purpose vehicles.

Актуальность проблемы. Ведущиеся в КП ХКБМ им. А.А.Морозова работы по созданию опытных образцов машин повышенной проходимости, а так же мероприятия по модернизации их силовых установок, требуют проведения значительных по объему полевых и стендовых испытаний. Необходимость проведения стендовых испытаний обусловлена, прежде всего, их качественным превосходством над полевыми по оценке конструкций новых узлов на соответствие стандартам и техническим требованиям по мощностным, теплотехническим, экономическим и экологическим показателям, которые по существующим нормативам получают при долговременной работе силовой установки на режимах внешней характеристики двигателя с соблюдением следующих необходимых условий:

- поддержания стабильной нагрузки, равномерного вращения валов двигателя и трансмиссии для проведения точных измерений;
- идентичности внешних факторов при возможном многократном повторении опытов.

Для стационарных исследований силовых установок в КП ХКБМ существует стенд комплексных испытаний моторно-трансмиссионных отделений тяжелых гусеничных машин с мощностью двигателей до 2400 кВт, служащий для определения следующих основных показателей:

- мощностных, тяговых и скоростных характеристик на валах ведущих колёс при работе двигателя на полной либо частичной нагрузке;
- эффективности системы охлаждения при регулировке температуры подогреваемого воздуха на стенде в диапазоне от окружающего значения до +55°C;
- дымности и токсичности выпускных газов;
- теплоизлучений от наружных поверхностей, а также узлов и агрегатов моторно-трансмиссионного отделения;
- расходов горюче-смазочных материалов и воздуха на различных режимах работы двигателя.

На стенде также возможно проведение испытаний силовых установок на режимах, имитирующих длительное движение по среднепересеченной местности при температурах окружающего воздуха до +55°C.

Отсутствие до последнего времени возможности определения вышеперечисленных показателей для легкобронированных колёсных и гусеничных машин из-за больших моментов инерции вращающихся масс стеновых тормозов, превышающих приведенный к ведущим колёсам момент инерции от масс данных изделий, вызвало потребность в модернизации нагрузочного стенда.

Целью статьи является отражение возросших технических возможностей данного стенда после проведенных усовершенствований и анализ полученных на нём результатов экспериментальных исследований некоторых машин специального назначения.

Основная часть. Наиболее важными элементами стенда являются нагружающие устройства (левое и правое). При испытаниях гусеничных машин, в зависимости от их типов, каждое из нагружающих устройств может быть собрано по 4-м схемам (см. рис.1) с разными передаточными отношениями от вала ведущего колеса к валу тормоза WS-1200, реализуемых определёнными комбинациями установки переходных валов и двух мультипликаторов с передаточными числами 3,14 и 6. При выборе схемы учитывается вид проводимых испытаний, а также тяговые, скоростные, массовые и габаритные параметры машины. Так, приведенные ниже схемы I и II при проектировке стенда предназначались для испытаний тяжелых гусеничных машин спецназначения, а схемы III и IV разработанные для проведения модернизации, в соответствии со своими массово-инерционными и скоростными характеристиками используются для исследований легкобронированной гусеничной бронетехники.

Используемый в нагружающем устройстве стенда индукторный тормоз WS-1200 фирмы SCHENCK способен рассеять мощность до 1200 кВт (1600 л.с.). В тормозе происходит двойное преобразование энергии: подводимый к его ротору крутящий момент тормозится магнитным полем, энергия которого преобразуется в вихревые токи, нагревающие статор. Для отвода тепла статор охлаждается проточной водой. Инерционный барабан имитирует массу испытуемого изделия, требуемый момент инерции обеспечивается соответствующим набором из 12-ти дисков. Фрикцион служит для предохранения механизмов испытуемого изделия от поломок путём быстрого отключения вращающихся масс инерционного барабана и ротора тормоза. Мультипликаторы предназначены для согласования реальных значений крутящих моментов и угловых скоростей на левом и правом валах ведущих колёс с рабочими характеристиками вала тормоза WS-1200.

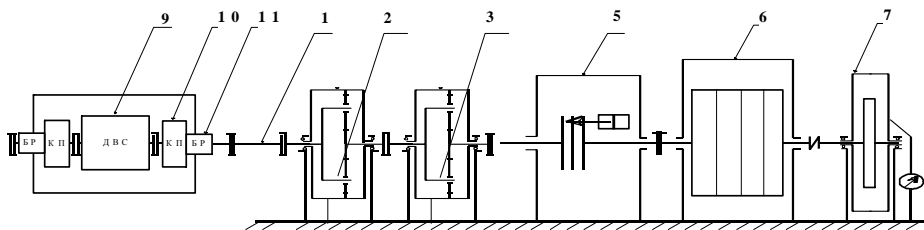


Схема I

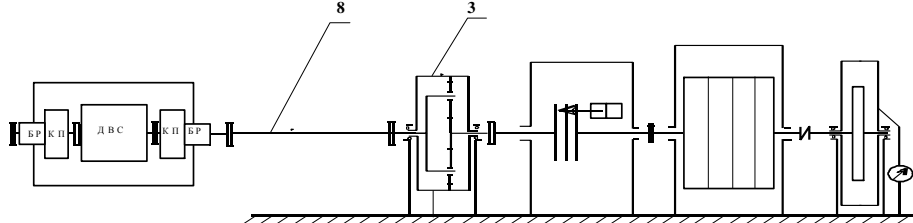


Схема II

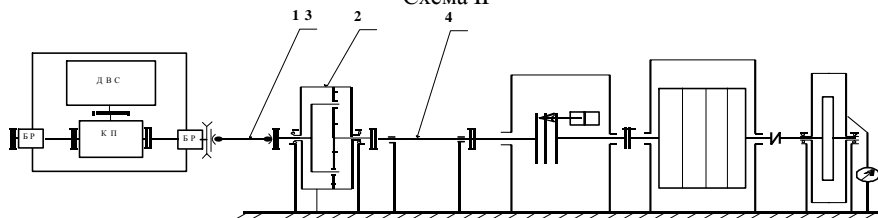


Схема III

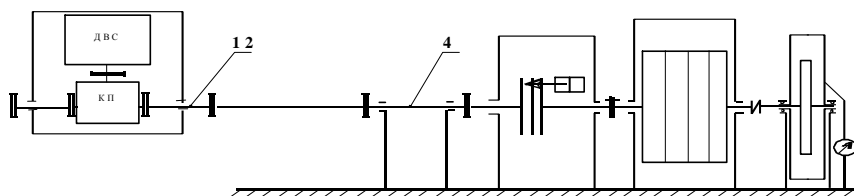


Схема IV

- | | |
|--|--|
| 1 - вал соединительный; | 8 - торсион; |
| 2 - мультипликатор 2 с $i_2=3.14$; | 9 - двигатель; |
| 3 - мультипликатор 1 с $i_1=6$; | 10 - бортовая передача; |
| 4 - вал переходной вместо мультипликатора 1; | 11 - бортовой редуктор; |
| 5 - фрикцион; | 12 - вал переходной вместо бортовой коробки передач и редуктора; |
| 6 - инерционный барабан; | 13 - карданный вал |
| 7 - тормоз типа WS - 1200; | |

Рис. 1. Схемы сборки нагружающего устройства (на один борт)

С целью обеспечения испытаний колёсных машин с несколькими ведущими мостами были изготовлены суммирующие редукторы, позволяющие осуществлять стендовыми нагружающими устройствами одновременное торможение выходных валов двух задних ведущих мостов. Схема сборки такого нагружающего устройства приведена на рис.2.

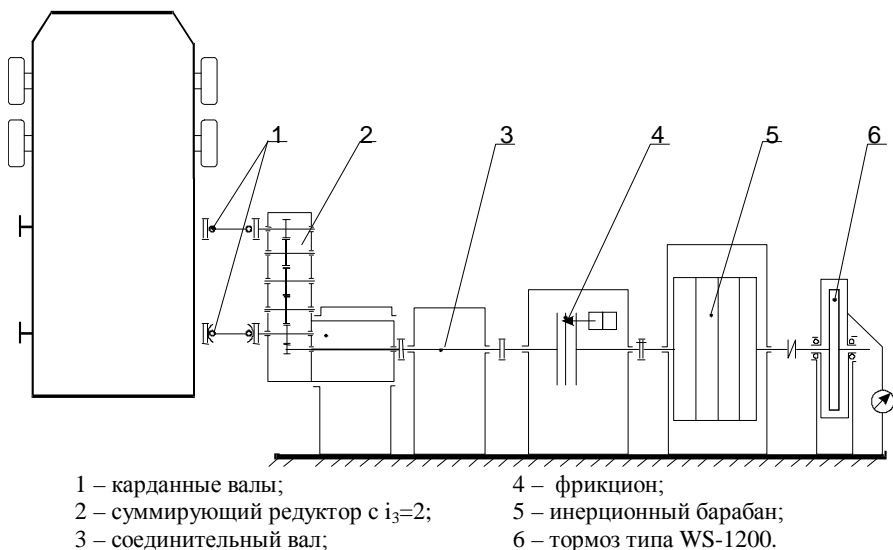


Рис. 2. Схема сборки нагружающего устройства для испытаний колёсных БТР (на один борт)

Суммирующий редуктор представляет собой рядный редуктор с одним выходным и двумя входными валами, к которым от ступиц ведущих колёс через карданные валы и переходные детали передаются крутящие моменты. Исключение в данной схеме передачи мощности парой трения «резиновая покрывка – дорожное покрытие» значительно упрощает нагружение силовой установки и не заставляет решать проблемы, связанные с имитацией дорожного полотна. Таким образом, увеличивается точность измерения мощности на выходных валах ведущих колёс, так как не нужно вводить в рассмотрение сложные математические модели по определению геометрии шин, коэффициентов проскальзывания и сцепления.

Созданные в процессе модернизации стенда схемы 5-ти вариантов сборки нагружающих устройств имеют характеристики, представленные на рис. 3, и позволяют проводить испытания транспортных средств, различных по тяговым и весовым параметрам. Для правильного выбора схемы нагружающих устройств необходимо учитывать ограничение по минимальной (200 мин⁻¹) и максимально-допустимой частоте вращения ротора тормоза (соответствующей 4000 мин⁻¹), а также приведенный к валам ведущих колёс момент инерции I вращающихся деталей левого и правого нагружающих устройств, эквивалентный массе машины m согласно зависимости, приведенной

в [1]:
$$m = \frac{i^2 \cdot I}{R^2}$$

i – передаточное число одного из вариантов сборки нагружающего устройства;
R – радиус ведущего колеса.

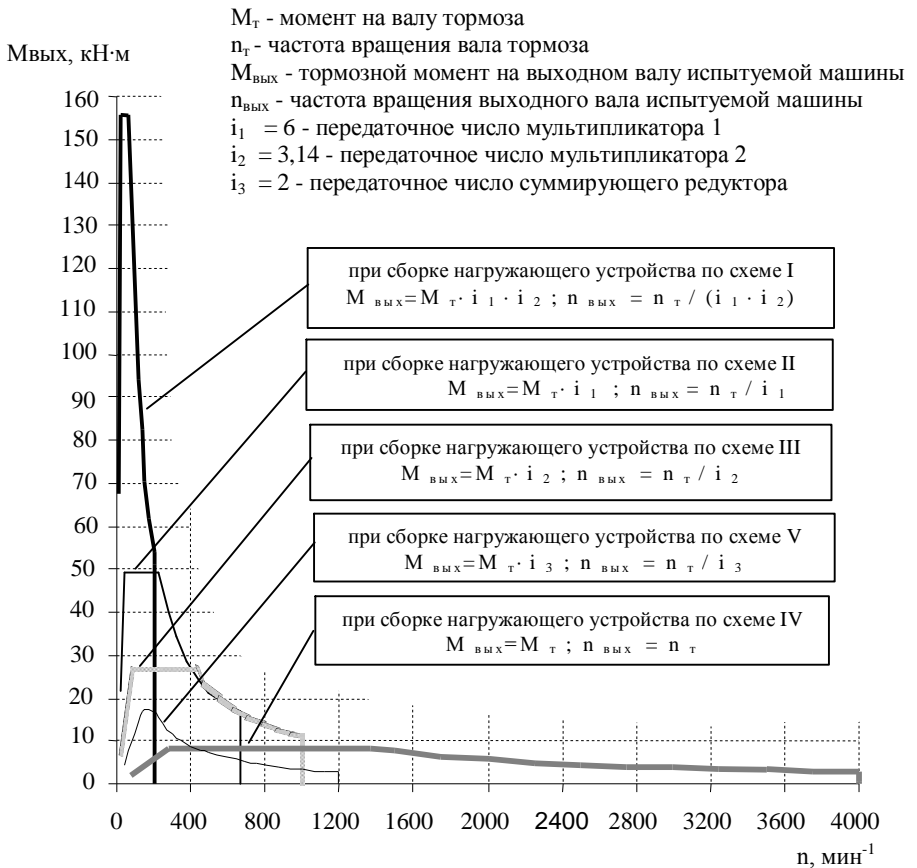


Рис.3. Характеристика нагружающего устройства

Соответственно каждая из схем сборки имеет свой диапазон массового эквивалента, регулируемого набором дисков инерционного барабана, и ограничение по скорости для проводимых испытаний. При подборе схемы испытаний можно ориентироваться на данные, приведенные в табл. 1 для машин с радиусом ведущих колёс $R=0,4$ м; при других значениях R необходимо производить пропорциональный перерасчёт.

Таблица 1

Допустимые максимальные скорости и массы испытуемых машин при разных схемах сборки нагружающих устройств стенда

| № схемы | Для машин с радиусом ведущих колёс 0,4 м | | Передаточное число нагру- жающего устройства |
|------------|---|--------------------------------------|---|
| | Максимальная скорость, км/ч | Диапазон имитации массы машины, т | |
| I | 30 | 180 - 700 | 18,84 |
| II | 100 | 18 - 71 | 6 |
| III | 150 | 7,5 - 22 | 3,14 |
| IV | 600 | 0,6 - 2 | 1 |
| V | 180 | 2,2 - 8,1 | 2 |

В процессе проведения испытаний контроль над режимами работы испытуемого изделия осуществляется с помощью информационно-измерительного комплекса ТН800, состоящего из двух персональных компьютеров, блока согласования крейтового типа на 96 измерительных каналов (с возможностью расширения до 256) и двух принтеров. Данный комплекс позволяет в режиме реального времени с частотой от 1 до 100 Гц производить приём и обработку с высокой (до 0,5%) точностью сигналов, поступающих от установленных на испытуемом изделии датчиков. С помощью специального программного обеспечения производится графическое отображение информации на мониторы, а также печать протокола испытаний на принтере и сохранение в файле на жёстком диске компьютера.

Оборудование, измерительная и управляющая аппаратура стенда позволяют проводить испытания в условиях, достаточно близких к реальным условиям работы двигателя, трансмиссии и их систем, а также обеспечивают повторяемость этих условий при сравнительных испытаниях. В стендовом боксе предусмотрена возможность подачи на воздухозаборники силовой установки воздуха с регулируемой температурой от окружающей до $+55^{\circ}\text{C}$, что позволяет проводить доработку систем охлаждения силовых установок для эксплуатации в странах с жарким климатом.

Определение мощности на выходных валах при работе силовых установок под нагрузкой производится на режимах, характеризующихся устойчи-

вым равномерным вращением валов нагружающих устройств по следующей формуле:

$$N_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{л}} \cdot (M_{\text{л}} + \Delta M_{\text{л}}) + n_{\text{пр}} \cdot (M_{\text{пр}} + \Delta M_{\text{пр}})}{9545}, \text{ кВт}$$

где $n_{\text{л}}$ и $n_{\text{пр}}$ – частоты вращения левого и правого тормозов (мин^{-1});
 $M_{\text{л}}$ и $M_{\text{пр}}$ – тормозные моменты левого и правого тормозов (Н·м);
 $\Delta M_{\text{л}}$ и $\Delta M_{\text{пр}}$ – потери на трение в левом и правом нагружающих устройствах, определённые практическим путём на стендах КП ХКБМ, (Н·м).

Рассмотрим более конкретно использование 5-ти схем сборки нагружающих устройств при исследованиях различных типов машин. В практике комплексного стенда схема II применяется в основном для проведения испытаний средних и тяжёлых машин спецназначения массой от 30 до 60 тонн. Схема I использовалась крайне редко из-за своего большого массового эквивалента; с её помощью изучались динамические процессы в системах силовых установок тяжёлых гусеничных машин при работе на низших передачах трансмиссии.

Назначение схемы III - проведение испытаний легкобронированных гусеничных машин. Так, например, данная схема была применена для определения мощностных характеристик модернизированной силовой установки БМП-2И весом 14.2 т с двигателем мощностью 294 кВт (400 л.с.) и штатной трансмиссией. В ходе испытаний были получены значения мощности на ведущих колёсах $N_{\text{вк}}$ при работе двигателя на режиме максимальной мощности ($n_{\text{дв}}=2600 \text{ мин}^{-1}$) при поочерёдном включении 4-ой и 5-ой передач, а также мощностная характеристика силовой установки на 3-й передаче во всем рабочем диапазоне работы двигателя (см. рис.4).

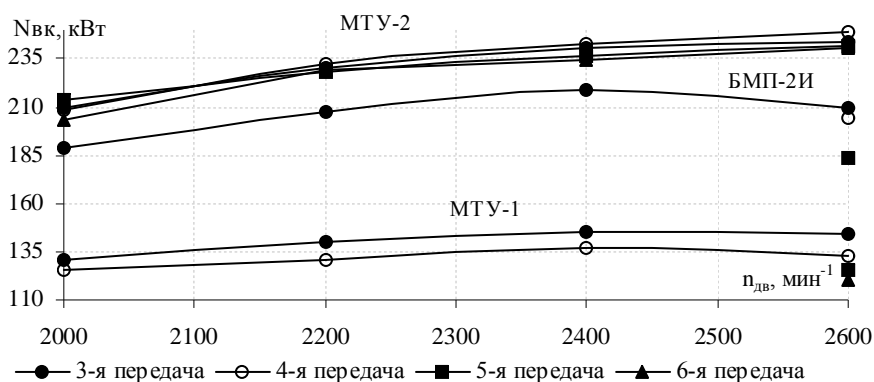


Рис.4. Мощностные характеристики силовых установок МТУ-1, МТУ-2 и БМП-2И

Схема IV может применяться для исследований лёгких колёсных машин, а также силовых установок гусеничных машин с демонтированными бортовыми трансмиссиями или бортовыми редукторами, как это происходило при проведении испытаний макетов двух вариантов моторно-трансмиссионных установок МТУ-1 и МТУ-2 [2]. Данные МТУ предназначались для модернизации гусеничного бронетранспортёра М113, в состав каждой из них входило отделение управления и моторно-трансмиссионное отделение с двигателем мощностью 220 кВт (300 л.с.) для МТУ-1 и двигателем мощностью 368 кВт (500 л.с.) для МТУ-2. Мощностные характеристики обеих МТУ на номинальных режимах работы двигателей при включённых 3 - 6-ой передачах КП приведены на рис. 4.

Схема V для колёсных машин была использована при проведении нагрузочных испытаний разработанных в КП ХКБМ силовых установок четырёхосного бронетранспортёра весом 16 т и двухосного броневедомого автомобиля весом 6,5 т.

Нагружение силовой установки бронетранспортёра, состоящей из дизеля мощностью 220 кВт (300 л.с.) и ступенчатой трансмиссии, производилось через два задних моста (рис. 5), при этом два передних моста были отключены.



Рис.5. Подключение суммирующего редуктора к ступицам колёс задних мостов бронетранспортёра с помощью карданных валов и переходников

В ходе проведенных испытаний при работе на внешней характеристике двигателя в диапазоне частот вращения коленвала 1600 - 2600 мин⁻¹ на 4-ой и 5-ой передачах были получены мощностные характеристики и основные параметры силовой установки бронетранспортера, представленные на рисунке 6. Как видно из рисунка, измеренные значения мощности на ведущих колёсах $N_{вк}$ свидетельствуют об увеличении механических потерь с увеличением частоты вращения валов в трансмиссии. Вследствие этого на 5-ой передаче наибольшее значение мощности на ведущих колёсах находится в точке 2300 мин⁻¹, а не в точке максимальной мощности двигателя 2600 мин⁻¹.

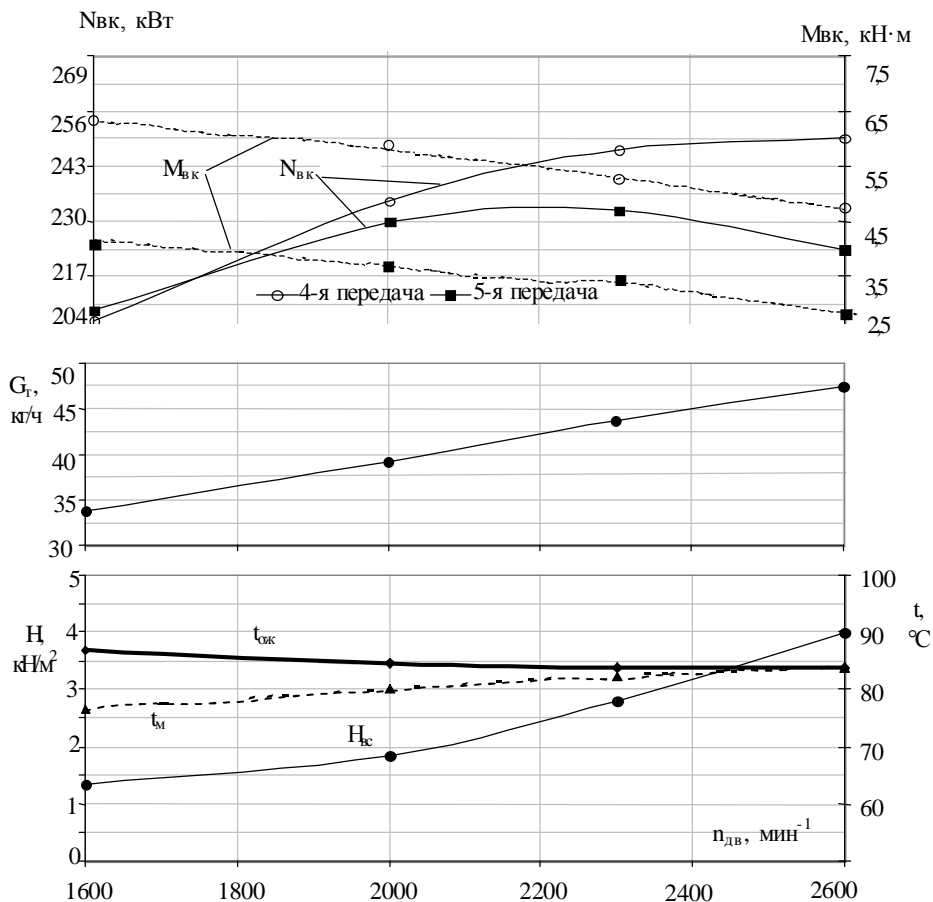


Рис. 6. Характеристики силовой установки бронетранспортера



Рис.7. Подключение входного вала суммирующего редуктора к ступице заднего колеса броневедомого

Силовая установка броневедомого автомобиля состояла из ступенчатой коробки передач и дизеля мощностью 90 кВт (122 л.с.). Из-за большого расстояния между осями заднего и переднего мостов съём мощности на обоих бортах производился со ступицы колеса заднего моста через кардан к одному из валов суммирующего редуктора (рис.7).

На рисунке 8 представлены результаты измерений параметров силовой установки броневедомого автомобиля на режиме максимальной мощности двигателя, полученные с помощью измерительного комплекса ТН800.

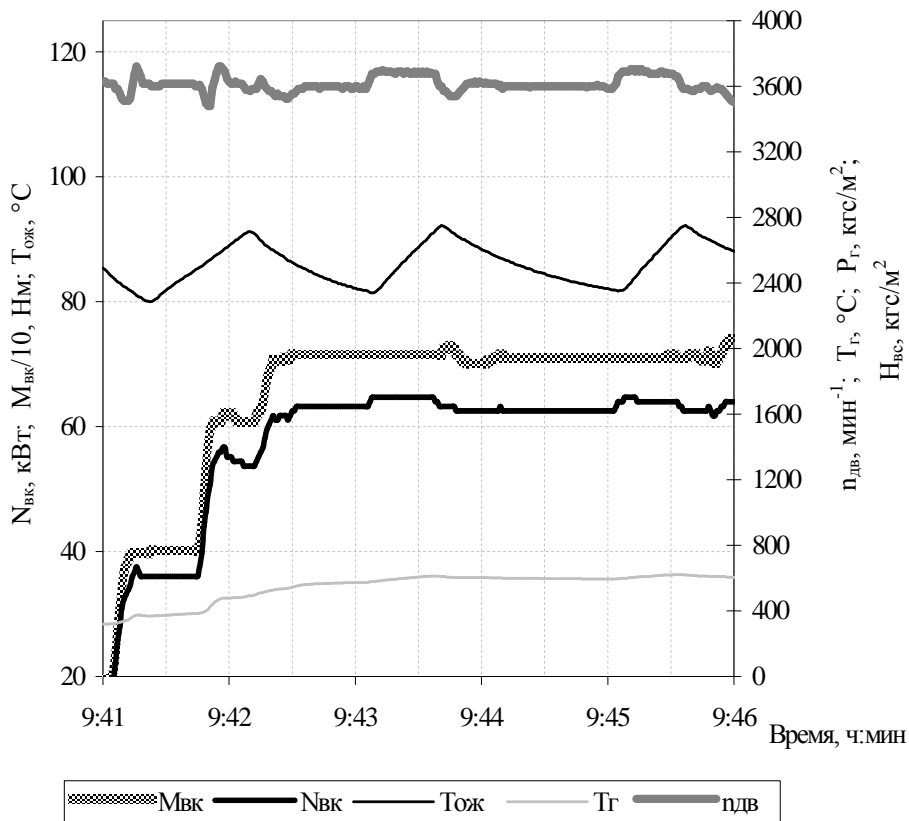


Рис. 8. Изменение параметров силовой установки броневедомого автомобиля при работе на 4-й передаче

Периодическое увеличение и уменьшение температуры охлаждающей жидкости $T_{ож}$ отображает работу системы охлаждения с автоматическим включением и выключением её вентилятора. В момент его включения на выходных валах наблюдается скачкообразное снижение мощности $N_{вк}$, соответствующее потреблению вентилятора.

Приведенные результаты исследований силовых установок колесных и гусеничных бронемашин демонстрируют достаточную эффективность стендовых испытаний и позволяют сократить объёмы полевых испытаний по оценке основных технических характеристик изделий.

ВЫВОДЫ

Модернизированный в КП ХКБМ им. А.А. Морозова нагрузочный стенд позволяет проводить испытания силовых установок разных типов колесных и гусеничных машин на номинальных и частичных режимах нагружения двигателя и трансмиссии при температуре воздуха от окружающих значений до $+55^{\circ}\text{C}$. Согласование тяговых, весовых и скоростных параметров различных транспортных средств с характеристиками стенда обеспечивается 5-ю схемами сборки нагружающих устройств.

Проведенные испытания разработанных в конструкторском бюро машин спецназначения подтвердили работоспособность всех вариантов сборки устройств стенда и демонстрируют возможность получения тяговых характеристик джипов, двух- и трёхосных грузовых автомобилей, автобусов, гусеничных и колёсных вездеходов военного и гражданского назначения, изделий бронетанковой техники.

Список литературы: 1. Основы теории транспортных гусеничных машин / Забавников Н.А. -М.: Машиностроение, 1975. 2. Кудров В.М., Кузьминский В.А. и др. Исследование параметров моторно-трансмиссионных установок бронетранспортёров // Механіка та машинобудування. - 2005. - №1. - С.145-149.

Поступила в редколлегию 20.10.07

В.И. ЛАВИНСКИЙ, д-р. техн. наук, **С.И. ПАНАСЕНКО** (г. Харьков)

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ВЫТЯЖКИ ЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА

Надана методика оцінки граничного тиску для формоутворення сферичної витяжки заданої глибини в тонкій пластині під дією рівномірного тиску. Кількісні дані приведені для пластин з кузовних автомобільних сталей.

The method of estimation of maximum pressures for creation of spherical extraction of the set depth in a lamina under action of even pressure is given. Quantitative information is resulted for plates from basket motor-car steels.

Введение. Современное состояние машиностроения характеризуется широким использованием тонкостенных элементов в конструкциях. При ремонтных и восстановительных операциях кузовных элементов современных автомобилей активно применяются вытяжные устройства с гидроцилиндрами, пневморихтовщики, комплекты для точечной вытяжки и т.п. . Одним из основных параметров в таких операциях является создание необходимых по величине давлений.

В настоящей работе предпринята попытка разработки методики оценки предельных по величине давлений для создания сферической по форме вытяжки. Вытяжка заданной глубины формируется в тонкой пластинчатой заготовке из специальной стали, применяемой в автомобилестроении для производства кузовных элементов. На основе результатов анализа разработанной механико-математической модели процесса вытяжки (штамповки) сферической лунки заданного радиуса в плоском стальном листе получены медианные зависимости предельных давлений от глубины лунки в заданном доверительном интервале, определяемом по случайным отклонениям физико-механических свойств материала.

Механико-математическая модель участка кузовного элемента.

Расчетная модель процесса штамповки сферической лунки радиуса R и максимальной глубины W в плоском стальном листе толщиной t схематично приведена на рис.1. К круглой листовой заготовке, которая на наружном радиусе обжата двумя массивными кольцами, прикладывается квазистатическое равномерное давление $P(r) = p$. Прижимные кольца закреплены в направляющих пресс-формы.

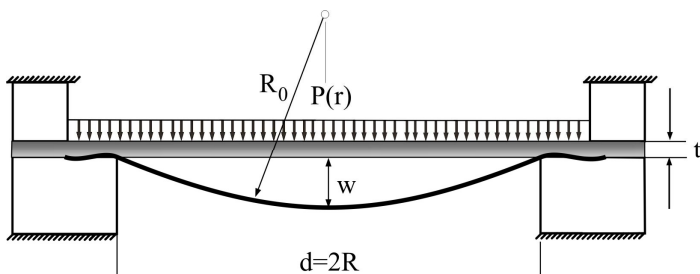
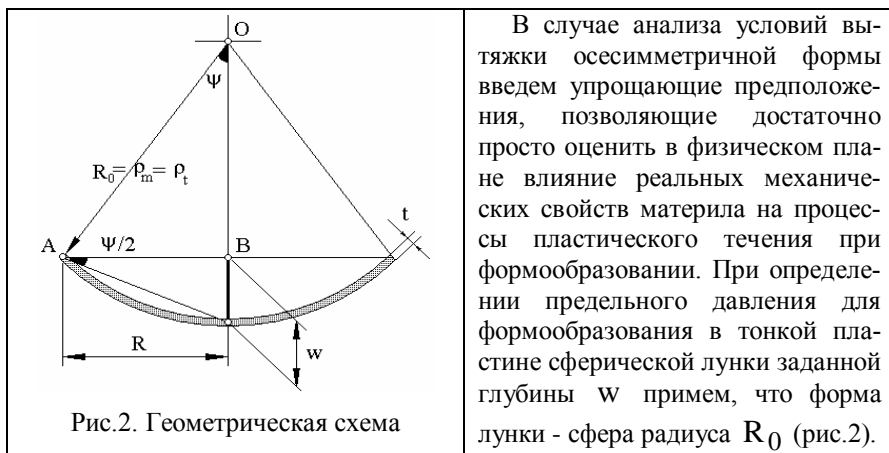


Рис.1. Расчетная модель сферической вытяжки

Сила прижима заготовки в кольцах определяется из решения соответствующей смешанной контактной задачи для структурно связанных систем с использованием программного комплекса SPACE-T [2,3].



Кроме этого примем, что влияние эффектов контактных взаимодействий в граничных закреплениях заготовки незначительно. Так как толщина пластинки t является достаточно малой величиной $t/R \leq 0,1; t/R_0 \leq 0,1$ по сравнению с радиусом сферической лунки R_0 и радиусом круглой заготовки диаметром $2R$, то при рассматриваемых законах нагружения с высокой степенью достоверности можно принять закон равномерного распределения напряжений по толщине заготовки. Кроме этого, предполагаем, что выполняются условия простого нагружения, приводящие к известным условиям деформационной теории пластичности.

Основные уравнения состояния участка кузовного элемента. При принятых выше допущениях, обобщенные уравнения состояния при холдной вытяжке приняты в виде тензорно-линейных соотношений:

$$\varepsilon_{ij} = A_{ijkl} \sigma_{kl} . \quad (1)$$

где $\sigma = \sigma_{ij}$, $\varepsilon = \varepsilon_{ij}$ тензоры напряжений и деформаций; $A_{ijk\ell}$ - компоненты тензора, которым определяются свойства деформирования материала. Для упруго-пластического деформирования приведенные соотношения в форме переменных параметров упругости соответствуют теории малых упруго-пластических деформаций Ильюшина, причем компоненты тензора $A_{ijk\ell}$ определяются в виде:

$$A_{ijk\ell} = \frac{1}{E_*} \left[(1 + \nu_*) \delta_{ik} \delta_{jl} - \nu_* \delta_{ij} \delta_{kl} \right], \quad (2)$$

где E_* , ν_* - переменные параметры упругости, которые имеют известные выражения через интенсивности напряжений и деформаций, отвечающих диаграмме деформирования. Соотношения (1), (2) являются справедливыми для простых или близких к ним процессах нагружения.

Для сложных процессов нагружения целесообразно использовать теории пластического течения. В работе использована теория Прандтля-Рейса с соотношениями:

$$d(\varepsilon_{ij})_p = \frac{1}{2G} \left[d\sigma_{ij} - \delta_{ij} \frac{3\nu}{1+\nu} d\sigma_0 \right] + \frac{1}{\sigma_i} \sqrt{\frac{3}{2} d(\varepsilon_{ij})_p d(\varepsilon_{ij})_p} (\sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_0). \quad (3)$$

К уравнениям (3) добавлена зависимость между интенсивностью напряжений и мерой пластической деформации в виде $\sigma_i = H(\chi(\varepsilon_i^p))$ и теория пластичности, ассоциированная с условиями пластичности для изотропных материалов с трансляционным анизотропным упрочнением:

$$d\varepsilon_{ij} = A_{ijk\ell} d\sigma_{ij}. \quad (4)$$

Использование приведенных соотношений в дальнейших количественных расчетах предполагает наличие достоверной информации о диаграммах деформирования материала. Испытания проводились на разрывной машине FP 100/1, которая оснащена индукционным силовым измерителем и усовершенствованным диаграммным аппаратом для съема информации в бортовой компьютер. Из кузовных элементов (крылья, крышки капотов и другое) выбирались практически плоские участки, из которых далее были изготовлены стандартные плоские образцы. Результаты проведенных серийных испытаний (количество образцов в серии 7...15) для автомобильных сталей, используемых известными фирмами — VA3, Mitsubishi, Opel, обработаны с помощью статистического пакета MicroCAL Origin 6.0. Медианные диаграммы растяжения с доверительной вероятностью 0,95 далее использованы в расчетах по определению предельных давлений при вытяжке сферической формы заданной глубины.

Количественные результаты. Решим задачу приближенно, принимая, что напряженное состояние является безмоментным и форма вытяжки близка

к сферической. С учетом геометрической схемы процесса вытяжки (рис.2) для сферической формы интенсивность деформации равна $\varepsilon_i = \frac{4}{3} \frac{w^2}{R^2}$. Задаваясь величиной прогиба w , далее в условиях простого нагружения по диаграмме деформирования (рис.3) определяем величину интенсивности напряжений $\sigma_i = \frac{pR^2}{4tw}$. Принимая толщину плоской заготовки $t = 1\text{мм}$, радиус сферической вытяжки $R = 30\text{мм}$, легко определить величину давления p . Результаты указанных расчетов показаны на рис.3.

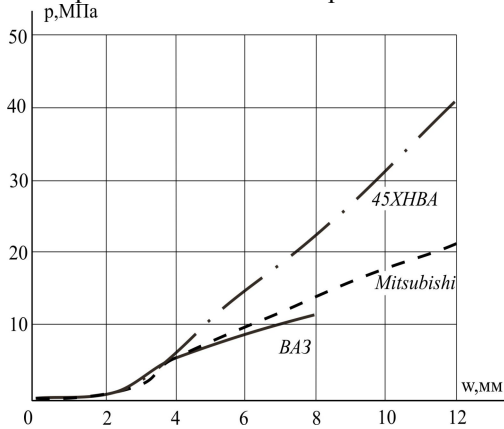


Рис.3. Предельные давления для сферической вытяжки

Выводы. В настоящей работе изложен один из возможных подходов, позволяющий с заданной степенью достоверности получить прогноз на величину необходимого давления для формообразования сферической вытяжки в тонкой пластине. Представленные результаты могут быть приняты в качестве исходной информации для разработки технологических условий штамповки вытяжек в плоских заготовках

Список литературы: 1. Автономова Л.В., Бондарь С.В., Лавинский В.И. Узгагальнена математична модель структурно зв'язаних механічних систем// Вестник НТУ «ХПИ». -Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. - Вып. 12. - Т.1. -С.156-160. 2. Бондарь С.В., Зубатый С.С., Куркач Б.Н., Лавинский В.И. Программный комплекс SPACE-T для решения термоупругопластических контактных задач // Республ. межвед. науч.-техн. сборн. «Динамика и прочность машин». –Харьков: ХГПУ, 2000. – Вып.57. –С.24-34. 3. Лавинский В.И. Исследование прочности и жесткости структурно взаимосвязанных механических систем// Вісник Харківського державного політехнічного університету. -Харків: ХДПУ, 2000. - Вып. 116. - С.86-97.

Поступила в редколлегию 05.09.2007

Д.В. ЛИЧМАН, Д.Д. ЛЬВОВ, А.А.ПРОХОРЕНКО, канд. тех. наук
(г.Харьков)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ РАПСОВОГО МАСЛА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

На основі енерго-ексергетичного методу проведено аналіз індикаторних діаграм дизельного двигуна 4ЧН12/14 який працював на суміші дизельного палива та рапсового масла.

On the basis of energo-eksergetik method the analysis of indicator-diagrams of diesel engine is conducted 4ЧН12/14 which worked on mixture of fuel-oil and rapeoil.

Жесткие современные требования к экологическим показателям двигателя, а также истощение месторождений нефти и рост цен на нефтепродукты вынуждают к поиску альтернативных топлив для ДВС. К альтернативным относят топлива, не являющиеся продуктами переработки нефти и традиционные нефтяные топлива, модифицированные различными добавками. В работе, в качестве объекта исследований использовано топливо, содержащее различный процент рапсового масла в смеси с дизельным топливом, а также этиловый эфир рапсового масла.

Для исследования применен энерго-эксергетический метод, который позволил провести качественный анализ процесса подвода теплоты в действительном рабочем цикле дизеля, оценить уровень работоспособной части подведенной теплоты, выявить резервы повышения теплоиспользования при применении топлив различного состава.

Энерго - эксергетический метод позволяет провести качественный анализ энергетических потоков в цилиндре двигателя, оценить уровень потерь эксергии в процессе сгорания на различных режимах работы двигателя, а значит, выявить резервы увеличения теплоиспользования [1,2,3,4].

В статье [4] рассмотрен вопрос о влиянии характера теплоподвода к рабочему телу и теплоотвода в окружающую среду на формирование эксергии теплоты в круговом процессе.

В данной работе была поставлена задача энерго - эксергетического анализа действительного рабочего цикла дизеля на основе обработки индикаторных диаграмм, полученных экспериментальным путем, для определения относительного количества эксергии и анергии в выделившейся теплоте при сгорании топлива различного состава.

Методика энерго-эксергетического метода анализа рабочего цикла дизеля при его работе на дизельном топливе приведена в работе [5].

Основные положения этой методики следующие:

1. Относительное количество эксергии рабочего тела и максимальный КПД определяются разницей между относительным количеством теплоты x , выделившегося при сгорании топлива и относительным количеством энергии рабочего тела в цилиндре двигателя x_a

$$x_e = \eta_{\max} = x - x_a. \quad (1)$$

2. Для упрощения расчетов, в силу малости величины, можно принять элементарное приращение количества энергии рабочего тела вследствие массообмена $\delta A_M = 0$. При этом погрешность вычисления не превышает 1,5% от погрешности методики, где $\delta A_M \neq 0$.

3. В связи с тем, что выделяющееся при сгорании топлива за один цикл относительное количество теплоты x определено с погрешностью до 1%, приведем эксергию в виде относительной величины x_e / x .

На основе такой методики анализа произведены расчеты для двух режимов работы дизеля 4ЧН12/14 при максимальной нагрузке ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$). Индикаторные диаграммы, которые являются исходными данными для расчетов, получены экспериментальным путем. Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

| № индикаторной диаграммы | n , мин^{-1} | N_e , кВт | α | G_e , г/(кВт·ч) | G_b , л/с | G_t , кг/ч | Вид топлива |
|--------------------------|----------------------------|----------------|----------|----------------------|----------------|-----------------|-------------|
| 12D | 1994 | 111 | 2,32 | 224,44 | 179 | 24,912 | ДТ |
| 21DTR | 1997 | 111 | 2,3138 | 232,55 | 179 | 26,046 | 75%ДТ+25%РМ |
| 2DTR | 1989 | 111,4 | 2,2095 | 240,81 | 172 | 26,826 | 50%ДТ+50%РМ |
| 12DTR | 1990 | 112,4 | 2,2474 | 249,2 | 177 | 28,011 | 25%ДТ+75%РМ |
| 5EE | 1989 | 111,9 | 2,2476 | 259,3 | 178 | 29,015 | ЭЭРМ |
| 17D | 1500 | 100 | 1,7551 | 224,44 | 122 | 22,444 | ДТ |
| 26DTR | 1498 | 99,7 | 1,8133 | 232,55 | 126 | 23,185 | 75%ДТ+25%РМ |
| 7DTR | 1500 | 98,3 | 1,8197 | 240,81 | 125 | 23,671 | 50%ДТ+50%РМ |
| 16DTR | 1500 | 101,1 | 1,7363 | 249,2 | 123 | 25,195 | 25%ДТ+75%РМ |
| 9EE | 1500 | 100,1 | 1,7362 | 259,3 | 123 | 25,956 | ЭЭРМ |

ДТ – дизельное топливо; РМ – рапсовое масло; ЭЭРМ – этиловый эфир рапсового масла.

На рис. 1, 2, 3 и 4 приведены относительная скорость тепловыделения и относительное количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива различного состава, полученные на основе обработки опытных индикаторных диаграмм.

На рис. 5, 6 и 7 приведены результаты расчетов по указанной выше методике энерго-эксергитического анализа. Из рисунков видно, что относительное количество эксергии рабочего тела не зависит от вида топлива и содержания в нем рапсового масла.

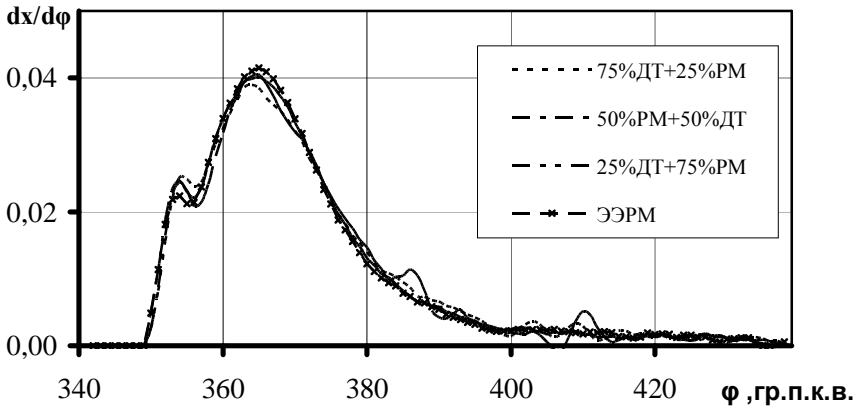


Рисунок 1 – Относительная скорость тепловыделения при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

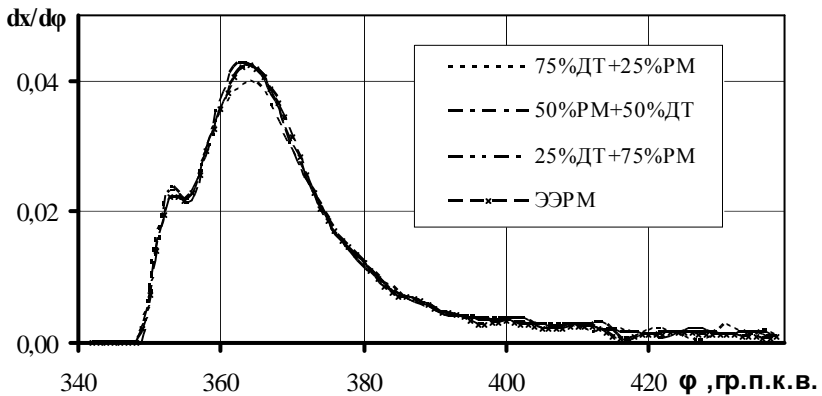


Рисунок 2 – Относительная скорость тепловыделения при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$

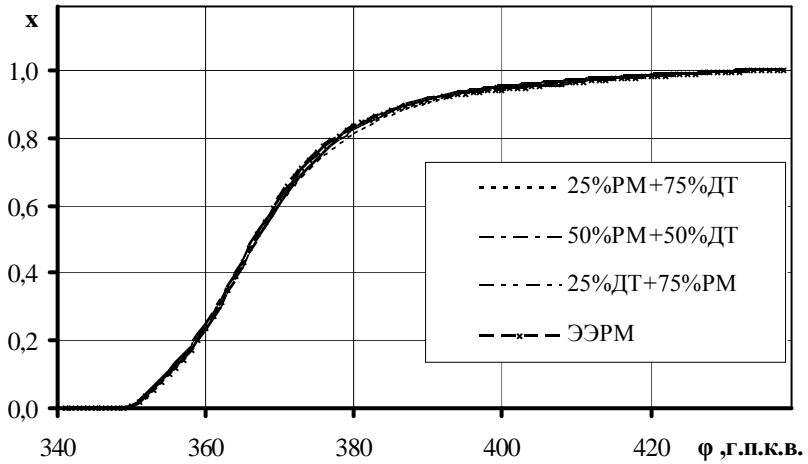


Рисунок 3 – Относительное количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

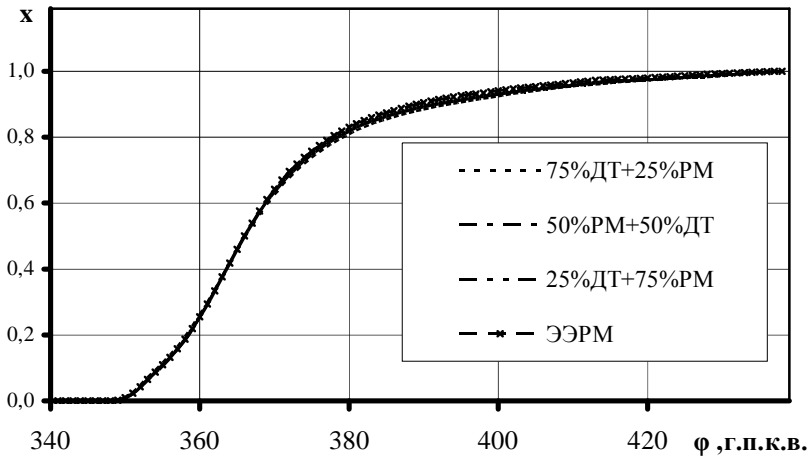


Рисунок 4 – Относительное количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$

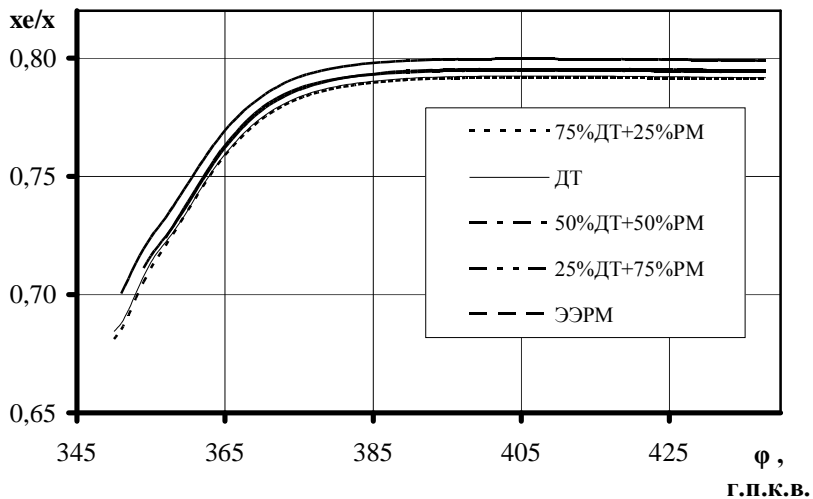


Рисунок 5 – Относительное количество эксергии рабочего тела дизеля при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

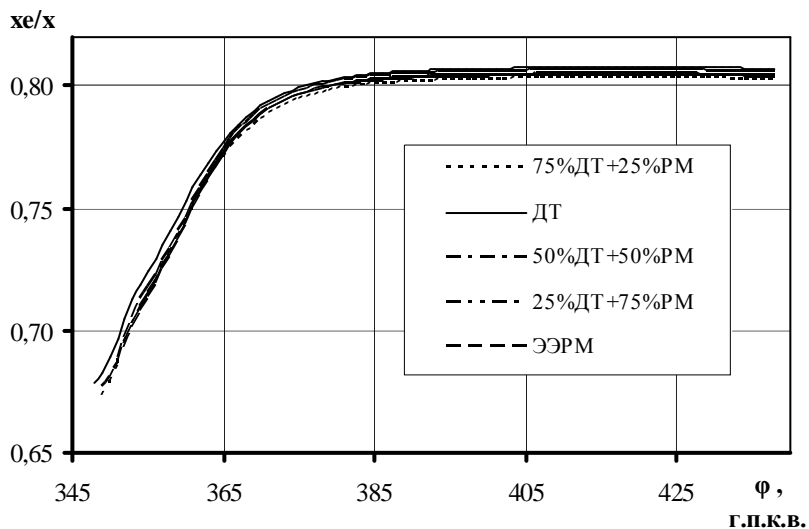


Рисунок 6 – Относительное количество эксергии рабочего тела дизеля при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$

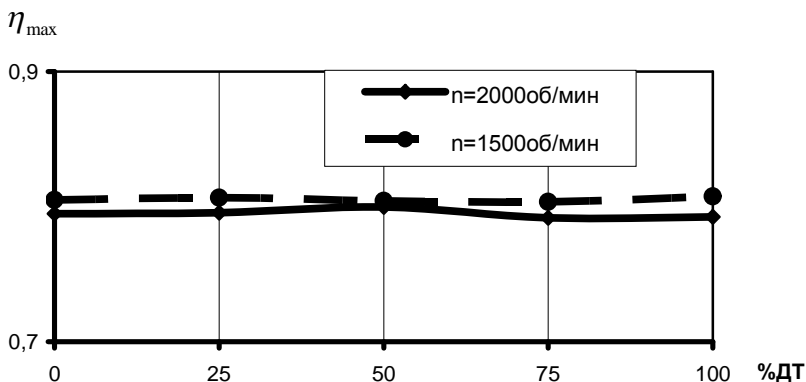


Рисунок 7 – Зависимость относительного количества эксергии рабочего тела от состава смеси

Обобщая приведенные в работе результаты, можно отметить, что:

- величина $(x_e / x)_{\max}$ определяет предел значений эффективного КПД

η_e двигателя. Очевидно, что этот предел, может быть достигнут усовершенствованием конструкции двигателя и повышением эффективности рабочего процесса за счет теплоиспользования.

- при использовании смеси топлива различного состава, значение $(x_e / x)_{\max}$ лежит в пределах 0,79...0,80 (рис.7), для режима $n=2000$ мин⁻¹ и 0,8...0,81 для $n=1500$ мин⁻¹. Это подтверждает, что относительное количество работоспособной теплоты, выделившейся при сгорании топлива, не зависит от типа смесевоего топлива.

Список литературы: 1. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. - 120 с. 2. Шокотов Н.К. Механизм возникновения потерь работоспособности в цилиндре дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 1977. - №26. - С. 18 - 23. 3. Шокотов Н.К. Оптимальная степень сжатия и потери эксергии на участке горения в дизеле с наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1977. - №26. - С.23 - 29. 4. Шокотов Н. К., Марченко А.П. Эксергия и закон подвода теплоты // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 1993. -№53. – С.3 - 10. 5. Прохоренко А.А., Кувика М.Н. Энерго – эксергитический анализ действительного рабочего цикла дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 1997 – С.157 - 165.

Поступила в редколлегию 30.05.07

С.В. ЛУЦКИЙ, канд. техн. наук (ХНАДУ, г. Харьков)

ОСОБЕННОСТИ ИНФОРМАЦИОННОГО ПОДХОДА В ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Розглянуті особливості використання основних положень інформаційного підходу при вирішенні задач кінематичного та динамічного аналізу механізмів. Введені поняття інформаційного рівняння, основної властивості інформаційного процесу, та обчислювання кількості інформації фізичних величин.

The considered features of use of the basic situations of the information approach at the decision of tasks and dynamic analysis of mechanisms. The entered concepts of information balance, basic property of information process, and account of quantity of the information of physical sizes.

Введение. Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых машин. Наука, изучающая машины, в основу работы которых положены принципы механики с точки зрения исследования законов движения отдельных устройств и действующих на них сил, носит название «механики машин». Механика машин представляет собой науку, состоящую из двух дисциплин. Первая носит название «теория механизмов», а вторая носит название «теория машин». В теории механизмов изучают свойства отдельных типовых механизмов с позиции их строения, кинематики и динамики в связи с их анализом и синтезом. В теории машин рассматривается совокупность взаимосвязанных механизмов, образующих машину или машинное устройство, состоящее из комплекса машин, - так называемую систему машин автоматического действия, а также вопросы автоматического управления и регулирования.

Теория механизмов и машин включает в себя разделы: структурный и кинематический анализ механизмов; динамический анализ механизмов; синтез механизмов; основы теории машин автоматов [1].

Подход к исследованиям технических систем с позиции основных идей теории информации, получил название информационного подхода. К компетентности информационного подхода относятся все проблемы и задачи, в формулировку которых входит понятие информации. Его предметом считают изучение процессов, связанных с получением, передачей, обработкой, хранением и использованием информации. Такой подход к исследованию понятия информации затрагивает различные науки, в том числе и теорию механизмов и машин [2].

Анализ последних достижений и публикаций. Законы движения ведомых звеньев весьма разнообразны и осуществляются механизмами, выполненными по различным схемам. Для исследования движение механизма, необходимо знать размеры звеньев их взаимное положение. Обычно составля-

ют кинематическую схему механизма, которая является его кинематической моделью. Основной задачей кинематики механизмов является изучение движения звеньев механизмов вне зависимости от сил, действующих на эти звенья. Структура механизма характеризуется числом звеньев, а также числом и классом кинематических пар. Структура и геометрия любого плоского механизма с одной степенью свободы полностью определяют его функцию положения (ФП) – уравнение, связывающее координату ψ ведомого звена с обобщенной координатой q механизма (координатой ведущего звена) и размерами звеньев p^i , называемыми параметрами механизма:

$$\psi = \psi(q, p^i). \quad (1)$$

Геометрическими характеристиками механизма являются также первая и вторая производные функции положения по обобщенной координате. Функция положения является математическим выражением геометрических связей в рассматриваемом механизме, заданных его кинематической схемой, и характеризует качественную и количественную стороны преобразования движения в этом механизме. ФП дает возможность: определять положения, скорости и ускорения звеньев механизма в функции его обобщенной координаты, а не в функции времени, а также выполнять геометрический и точностный синтез и анализ механизмов.

Кинематический анализ механизмов предусматривает решение трех основных задач: определение ФП механизма и траекторий характерных точек звеньев; определение угловых скоростей звеньев и скоростей точек; определение угловых ускорений звеньев и ускорений точек.

Динамический анализ механизмов имеет своими задачами: силовой анализ механизмов - изучение влияния сил на звенья механизма, на элементы звеньев, на кинематические пары и неподвижные опоры, и установление способов уменьшения динамических нагрузок, возникающих при движении механизма; динамику механизмов - изучение режимов движения механизма под действием заданных сил и установление способов, обеспечивающих заданные режимы движения механизма.

В теории механизмов и машин задачи решаются обычно в предположении, что звенья механизмов являются абсолютно жесткими. Первая из указанных задач динамики механизмов имеет своей целью определение внешних неизвестных сил, действующих на звенья механизма, а также усилий (реакций), возникающих в кинематических парах при движении механизмов. Вторая задача динамического анализа имеет своей целью определение мощности, необходимой для воспроизведения заданного движения машины или механизма, и изучение законов распределения этой мощности на выполнение работ, связанных с действием различных сил на механизмы, а так же решением вопроса о сравнительной оценке механизмов с помощью коэффициента полезного действия. К этой же задаче относится вопрос об определении ис-

тинного движения механизма под действием приложенных к нему сил, т.е. задачи о режиме его движения, а так же вопрос о подборе таких соотношений между силами, массами и размерами звеньев механизма или машины, при которых движение механизма или машины было бы наиболее близким к требуемому условию рабочего процесса [1].

Общую задачу динамического расчета и проектирования новых механизмов и машин конструктор обычно расчленяет и на две части сначала он задается приближенным законом движения входного звена механизма и внешними силами на него действующими, определяет все необходимые расчетные усилия и по ним подбирает необходимые размеры, массы и моменты инерции звеньев. Затем конструктор приступает к исследованию вопроса об истинном движении спроектированного механизма, к которому приложены различные действующие силы. В теории машин и механизмов силовой расчет обычно производят на основе обыкновенных уравнений равновесия твердых тел. Особенности информационного подхода к задачам кинематического и динамического анализа механизмов состоит в том, что информация как атрибут реального мира проявляется только при взаимодействии объектов. В процессе взаимодействия происходит изменение свойств объекта. Можно предположить, что изменение свойств объектов обуславливается и передачей информации.

Механизм представляет собой систему тел предназначенного для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

При построении математического понятия системы используют [3] три процесса: вход u , выход y и процесс в пространстве состояний x . Упорядоченное множество этих трех процессов обозначается через T и называется множеством моментов времени. Множество реакций системы может быть описано через соотношение

$$y(t) = \eta(t, x(t)), t \in T. \quad (2)$$

Отображение η называется отображением входа или функцией наблюдения. Отсутствие зависимости выхода $y(t)$ от входа $u(t)$ интерпретируется как невозможность за бесконечное малое время, изменяя входное воздействие вызывать изменение выхода системы. В текущий момент времени t состояние системы может быть описано через соотношение

$$\alpha(t) = \delta(t, \tau, x(\tau), u(t)), t \in T, \tau \in T, \tau < t. \quad (3)$$

Отображение δ называется переходным, оно отображает свойство системы, которое обуславливается невозможность системы за промежуток времени нулевой длины перейти в другое состояние.

Формализация причинно следственной связи взаимодействия объектов (звеньев) A^i и B^i представляет собой кортеж множеств

$$S(A^i, B^j) = \{ u^A \delta^A x^A \eta^A y^A \theta u^B \delta^B x^B \eta^B y^B \vartheta \}. \quad (4)$$

Здесь $u^A u^B$ – входы, $x^A x^B$ – состояния объектов, $y^A y^B$ – выходы. Множества $\delta^A \delta^B \eta^A \eta^B$ – отображения переходные и входов, θ, ϑ – отображения согласования.

Исходя из причинно следственной цепочки, формализация передачи информации I при взаимодействии объектов (звеньев) A^i и B^i происходит в следствие проявления множества y^B , которое обусловлено определенным множеством y^A посредством его отображения:

$$I(y^A y^B) : y^A \longrightarrow y^B. \quad (5)$$

Приведенный системный подход к теории механизмов и машин расширяет математическую базу моделирования системы механизмов и машин, а также показывает направление передачи информации.

Можно предположить, что физическая и информационная сущность систем обуславливается их состоянием. Изменение состояния формируется посредством информационной связи, возникшей между взаимодействующими системами A и B.

Использование понятия свойства системы $\{e\}$ при решении системных задач предполагает, что значение выхода y посредством обратного отображения η однозначно характеризует одно из состояний системы x в реализованном процессе $\{e\} \equiv \{Y\} = X$.

Таким образом, любой физический (технический) параметр системы (внешний, внутренний) характеризует ее свойство – качественную сторону, а значение параметра – количественную.

Количество информации, которое физически (технически) несут параметры свойств системы равно [4]

$$I_e = \sum_{k=1}^g \log_2 (g - k); \quad g = \frac{\Lambda(e) - \lambda(e)}{\lambda(e)}; \quad k = 1 \dots g, \quad (6)$$

где $\Lambda(e_n) = \sup \lambda(e_n)$; $\lambda(e_n) = \inf \lambda(e_n)$; - верхнее и нижнее значение параметров.

Цель и постановка задачи. Разработка основных положений информационного подхода применительно к решению задач теории механизмов и машин.

Использование информационного подхода в теории механизмов и машин. Оптимальное проектирование машин есть путь к достижению наиболее высокого качества объектных параметров. Оптимальные параметры проектируемой машины могут быть приняты в качестве сравнения, их необ-

ходимо рассматривать как эталон качества, к достижению которого необходимо стремиться с учетом многих факторов: конструктивных, технологических, экономических, эксплуатационных, а также по результатам оценки кинематических, динамических и точностных характеристик.

Понятие функции положения (ФП) является важнейшим в теории механизмов вообще и точных в особенности. Она дает возможность геометрическим путем согласовать положения, скорости и ускорения механизма в функции ее обобщенной координаты до того, как будет определен закон изменения обобщенной координаты во времени, и выполнять геометрический и точностный синтез и анализ механизмов.

Информационное согласование основных параметров ФП механизма и информационных критериев качества является одной из задач информационного подхода в теории механизмов и машин.

Информационным уравнением механизма называется уравнение ФП в информационной форме, которое в конкретных случаях может быть представлено в одном из следующих четырех видов:

$$I(\Psi) = I(\Psi(\varphi, \rho_i)), \quad I(S) = I(S(\varphi, \rho_i)), \quad I(\Psi) = I(\Psi(s, \rho_i)), \quad I(S) = I(S(s, \rho_i)), \quad (7)$$

где Ψ и S – угловая и линейная координаты ведомых звеньев, вращающегося идвигающегося поступательно; φ и s – угловая и линейная координаты ведущих звеньев.

В соответствии с основным свойством информационных процессов [4]. количество информации в левой части информационного уравнения должно быть равно количеству информации в правой части уравнения. В противном случае, если в правой части уравнения количество информации меньше чем в левой – проектируемая машина не сможет выполнять свое целевое назначение, а если больше – машина будет превышать свое функциональное назначение за счет неоправданного завышения экономических затрат при ее изготовлении и эксплуатации.

Для расчета количества информации в информационном уравнении функции положения механизма используется формула (6), но для этого необходимо определить значения физических величин параметров и их допуски по точности.

В реальных условиях практическая деятельность человека сопрягается с совокупностью измеряемых физических величин, свойственных какой либо области науки и техники, выделяющейся своей спецификой. Принято различать следующие физические величины, характеризующие свойства систем и процессов в механике машин .

1. Геометрические величины: длина; отклонение форм поверхностей; параметры сложных поверхностей;

2. Механические величины: масса, сила; крутящий момент; напряжение и деформация, параметры движения; твердость.

Физические величины, характеризующие свойства объектов (систем), в значительной степени выявляются при изучении свойств системы. Эти свойства систем принято называть наблюдаемостью, идентифицируемостью, управляемостью и адаптируемостью. Часто между наблюдаемостью и идентифицируемостью не делают различий, а адаптируемость рассматривают как частный случай управляемости.

Измерение, наблюдение являются необходимой составной частью управления механизмом и машиной. Связь управления с информацией, получаемой посредством измерения, является органической и может быть положена в основу определения понятия управления.

Для измерения физической величины используют средства измерительной техники это обобщенное понятие, охватывающее технические средства, специально предназначенные для измерений (средства измерений, измерительные преобразователи, измерительные принадлежности, измерительные устройства, средства проверки).

В общем случае, средство измерений включает в себя меру. Мера физической величины – средство измерения, предназначенное для воспроизведения и (или) хранения физической величины одного или нескольких заданных размеров, значения которых выражены в установленных единицах и известны с необходимой точностью. Отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой физической величины называют погрешностью измерений.

На практике всегда имеют дело с оценкой погрешности измерений с некоторой доверительной вероятностью, так как истинное значение величины определить невозможно. Погрешность измерения может быть представлена в виде: абсолютной погрешности, выраженной в единицах измеряемой величины, или в виде относительной погрешности – отношения абсолютной погрешности к истинному значению измеряемой величины. Часто относительную погрешность выражают в процентах.

По влиянию на результаты измерений различают систематическую погрешность – составляющую погрешности измерения, остающуюся постоянной или закономерно изменяющуюся при повторных измерениях одной и той же величины; случайную погрешность – составляющую погрешности измерения, изменяющуюся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины.

По источникам возникновения различают: погрешность метода измерений – составляющую погрешности измерения, происходящую из-за несовершенства метода измерений (методическую погрешность и инструментальную погрешность измерения), составляющую погрешности измерения зависящую от погрешности применяемых средств измерений. Обе эти погрешности могут иметь систематическую и случайную составляющие.

Количество информации, которую несут измеряемые физические величины при систематической погрешности равно

$$I_{ф.в.} = \log_2 \frac{1}{\Pi_{отн.}} = \log_2 \frac{\rho_{ф.в.}}{\Pi_{абс.}} ; \quad (8)$$

где $\Pi_{отн.}$ - относительная погрешность измеряемой физической величины;

$\Pi_{абс.}$ - абсолютная погрешность;

$\rho_{ф.в.}$ - размер истинного значения физической величины.

Количество информации, которую несут измеряемые физические величины при наличии случайной погрешности равно

$$I_{ф.в.} = \sum_{i=1}^n \rho_{с.п.(i)} \log_2 \frac{\rho_{ф.в.}}{\rho_{с.п.(i)} \Pi_{абс.}} ; \quad (9)$$

где $\rho_{с.п.(i)}$ - вероятность появления случайной погрешности при повторном I -том измерении.

Таким образом, измеряемая физическая величина несет в себе количество информации обратно пропорционально величине абсолютной погрешности, случайной или систематической.

Физические законы выражаются в виде математических соотношений между физическими величинами. Под физическими величинами понимают измеряемые характеристики (свойства) физических объектов (систем), т.е. предметов, состояний, процессов.

Каждая физическая величина представляет собой произведение численного значения на единицу измерения.

Физическая величина = численное значение > единица измерения.

С помощью основных физических величин можно получить производные физические величины, используя выражения для законов природы, либо путем целесообразного определения через умножение или деление основных величин.

Все формулы представляют собой уравнения для величин. Для множеств произвольной природы, в том числе и для числовых множеств, вместо термина «функция» часто пользуются термином «отображение», говоря об отображении одного множества в другое. В теории информации отражение лежит в основе передачи информации.

Таким образом, можно сказать, что уравнения в виде математических соотношений между физическими величинами, есть не что иное, как информационная модель физических законов, которая описывает передачу информации от аргумента к функции.

Физические законы, выражаются в виде отображений (функций) обусловленных математическими соотношениями между физическими величинами.

Количество информации производных физических величин определяется по формуле

$$I_{\phi.B} = a(I_1, I_2, \dots, I_i) \quad (10)$$

Абсолютная погрешность производной физической величины определяется потенцированием правой части формулы (9), определяется значение $\frac{\rho_{\phi.B.}}{\Pi_{abc}}$, а затем, определяется значение $\rho'_{\phi.B.}$ - традиционными методами, т.е. находим абсолютную погрешность физической величины через количество информации

$$\Pi'_{abc} = \frac{\rho'_{\phi.B.}}{\left(\frac{\rho_{\phi.B.}}{\Pi_{abc}} \right)} \quad (11)$$

где Π_{abc} абсолютная погрешность физической величины (вычисляемая), $\rho_{\phi.B.}$ - действительное номинальное значение производной физической величины,

$\rho_{\phi.B.}$ - действительное номинальное значение исходной физической величины,

$\frac{\rho_{\phi.B.}}{\Pi_{abc}}$ - множество проявления исходной физической величины.

Абсолютная погрешность равна разности между истинным значением физической величины и действительным, т.е. измеренным.

$$\Pi_{abc} = \rho_{ист.} - \rho_{действ.} \quad (12)$$

Обратная величина относительной погрешности $\frac{\rho_{ист.}}{\Pi_{abc}}$ представляет собой множество значений истинной физической величины, которая может быть воспринята при передаче информации приемником (функцией) от передатчика (аргумента).

Математические соотношения между множествами аргументов подчиняются операциям над множествами: суммой, пересечением и разностью.

Динамические отношения свойств $y^A y^B$ определяются из уравнения динамики вида:

$$F(y^A, \dot{y}^A, \ddot{y}^A, \dot{y}^B, y^B) + f = 0.$$

Уравнение динамики в логарифмической форме, представляет собой равенство количества информации, которой обладают параметры входа и выхода системы по отношению к свойствам всей системы.

$$\log_2 \left(a_0 \frac{\Delta y^A}{w^*} \right) + \left(a_1 \frac{\Delta \dot{y}^A}{w^*} \right) + \left(a_2 \frac{\Delta \ddot{y}^A}{w^*} \right) = \log_2 \left(b_0 \frac{\Delta y^B}{w^*} \right) + \left(b_1 \frac{\Delta \dot{y}^B}{w^*} \right) + \left(C_0 \frac{f}{w^*} \right). \quad (13)$$

где w^* - передаточная функция системы.

Данное уравнение динамики показывает, что параметры свойств взаимодействующих объектов находятся в информационном отношении и реагируют на величину порога восприятия друг друга.

Выводы.

Теория механизмов и машин оперирует геометрическими и динамическими параметрами механизмов, которые в реальных условиях представляют собой физические величины, имеющие абсолютную погрешность. Предложенная методика использования информационного подхода при проектировании механизмов и машин позволяет информационно согласовывать геометрические и динамические (в стационарном режиме) параметры механизмов и таким образом оптимизировать экономические затраты на этапах конструирования, технологической подготовки производства и изготовления в интегрированных машиностроительных производствах.

Список литературы: 1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов.- 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.-640 с. 2. *Дмитриев В.И.* Прикладная теория информации: Учеб. для студ.вузов по спец. «Автоматизированные системы обработки информации и управления».-М.: Высш. шк., 1989.- 320 с. 3. *Карпуть В.Е., Луцкий С.В.* Теоретические основы информационного подхода в технологии машиностроения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2006. - С.139-144. 4. *Луцкий С.В.* Моделирование технологических процессов и систем в информационном пространстве свойств // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Вып. 28. ДНТУ, Донецк -2004. - С. 98-103.

Поступила в редколлегию 30.10.07

А.П. МАРЧЕНКО, д-р. техн. наук, *Д.В. МЕШКОВ*, мл. науч. сотр.
(г. Харьков)

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОГО АККУМУЛЯТОРА И ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ОПЫТНОЙ СИСТЕМЫ ТИПА COMMON RAIL БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрен процесс выбора и обоснования основных параметров двух наиболее важных конструктивных элементов опытной топливной аккумуляторной системы быстроходного дизеля с электронным управлением, создаваемой в настоящее время на кафедре «ДВС» НТУ «ХПИ»: топливного аккумулятора и топливного насоса высокого давления.

The work considers the process of selecting and substantiating two most important elements of the experimental storage system of an electronically-operated high-speed diesel engine, which is being created at the Internal Combustion Engines faculty of NTU "KhPI", these elements being the fuel accumulator and the high-pressure fuel pump.

Постановка проблемы. Создание отечественного образца аккумуляторной топливной системы с электронным управлением быстроходного дизеля является сложной и ответственной задачей. В настоящий момент учеными кафедры ДВС создана оригинальная конструкция топливной форсунки для данного типа систем. В основу разработки положен патент Украины [1]. Особенностью данной топливной форсунки является использование в качестве исполнительного элемента силового быстродействующего пьезоэлектрического клапана. Такое решение позволяет получить приемлемое значение перемещения исполнительного элемента при малых значениях тока и относительной простоте конструкции [2]. Дополнительным достоинством данного решения является простота переоснащения ими дизелей, в том числе находящихся в эксплуатации. Следовательно, проведение моторных испытаний на двигателе (СМД-23) требуется его оснащение всеми компонентами топливной системы, для чего необходимо провести выбор и обоснование конструктивных параметров таких элементов как топливный аккумулятор (АТ) и топливный насос высокого давления (ТНВД).

Анализ литературы показал, что существует несколько различных методик расчета указанных параметров. Так, в [2], дается подробное описание расчета применительно к дизелю-генератору. В [3] рассмотрен метод определения объема АТ и производительности ТНВД автомобильного дизеля. Так как разрабатываемая топливная аппаратура имеет значительные отличия в организации ее рабочего процесса, необходимо выполнить уточнение приведенных методик.

Целью статьи является описание методики расчета для определения объема АТ и производительности ТНВД применительно к разрабатываемой опытной топливной аппаратуре.

Определение емкости топливного аккумулятора. АТ в системе Common Rail (CR) выполняется в виде толстостенного трубопровода и монтируется в большинстве случаев на головке блока цилиндров в непосредственной близости от форсунок. На корпусе АТ выполняются штуцеры для крепления трубопроводов форсунок, штуцер крепления трубопровода высокого давления, крепление датчика давления топлива и клапан регулирования давления.

Выбор объема АТ производится исходя из противоречивых требований: с одной стороны объем должен быть достаточным для сглаживания колебаний давления топлива при срабатывании форсунок и работе ТНВД, с другой стороны объем должен быть минимальным для обеспечения переходных режимов работы дизеля. Объем АТ должен удовлетворять условиям обеспечения быстрого пуска двигателя.

Исходя из этого, объем АТ [3]:

$$V_{ак} = \frac{V_{\Sigma}}{\beta \cdot (P_{акк}^{min} - P_{акк}^{min})}; \quad (1)$$

где $V_{\Sigma} = k_1 \cdot V_T$ – общий расход топлива;

V_T – цикловая подача;

k_1 – коэффициент, учитывающий перегрузку дизеля, утечку топлива в топливной форсунке и управляющем клапане. Для разрабатываемой системы k_1 принят равным 1,1, так как отсутствует расход топлива на управление, который является доминирующим при использовании электрогидравлических топливных форсунок. Для традиционных систем с электрогидравлической топливной форсункой k_1 принимается в диапазоне 1,25...1,35.

β – коэффициент сжимаемости топлива. Для дизельного топлива $\beta = 35 \cdot 10^{-5}$ МПа⁻¹.

$P_{акк}^{max}$ и $P_{акк}^{min}$ – максимальное и минимальное значение давления топлива на номинальном режиме работы дизеля, которые зависят от допустимой нестабильности цикловой подачи. В данном случае, по рекомендациям, приведенным в [4] для автотракторного быстроходного дизеля, они составляют 1,5% от максимального давления в АТ = 100 МПа.

Выполненный расчет при $V_T = 130$ мм³/цикл показал, что необходимый объем АТ для опытной системы составляет:

$$V_{ак} = 0,135 \text{ дм}^3;$$

Определение необходимой производительности ТНВД выполняется по формуле 3 как сумма расходов топлива на номинальном режиме работы двигателя $\Delta Q_{форс}$ и приращение динамического резерва производительности обусловленное наличием переходных режимов дизеля $\Delta Q_{дин.рез}$. Для дизеля 4ЧН12/14 принято, что переходной режим происходит за время 0,5 с при изменении давления в аккумуляторе с 40 до 100 МПа.

$$Q_{дин.рез} = \Delta Q_{дин.рез} + Q_{форс}; \quad (3)$$

где $\Delta Q_{дин.рез}$ – дополнительный расход, для электрогидравлической топливной форсунки обусловленный утечками в распылителе, утечками в мультипликаторе запирания, утечками в электроуправляемом клапане и значительными утечками на управление. Значение коэффициента $k_{форс}^{ном}$ для электрогидравлических форсунок находится в пределах 1,06...1,35 [3]. Разрабатываемая топливная система характерна отсутствием расхода топлива на управление, следовательно, данный коэффициент принимается равным 1,1.

$$Q_{форс} = k_{форс}^{ном} \cdot Q_{теор}^{ном}. \quad (4)$$

Минутный объемный расход топлива для подачи в цилиндры на номинальном режиме работы дизеля:

$$Q_{теор}^{ном} = \frac{2 \cdot n_{ном} \cdot i_{цил} \cdot g_u^{ном}}{\rho_T \cdot \tau}; \quad (5)$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала;

$i_{цил}$ – количество цилиндров двигателя;

$g_u^{ном}$ – удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме;

ρ_T – плотность дизельного топлива;

τ – тактность двигателя.

Расчет динамического резерва производительности осуществляется с заданием времени переходного режима дизеля ($\Delta t_{п.п.} = 0,5$ с) и объема аккумулятора определенного по формуле 1.

$$\Delta Q_{дин.рез} = \frac{\beta_{ср} \cdot (P_2 - P_1) \cdot V_{ак}}{\Delta t_{п.п.}}. \quad (6)$$

Учитывая различия частот вращения на рассматриваемых режимах и выбранной частоты вращения вала ТНВД, производительность насоса за один оборот его вала определяется:

$$V_{ц}^{ТНВД} = \frac{Q_{\max}}{n_{ТНВД}}. \quad (7)$$

Результаты расчета параметров элементов опытной топливной аппаратуры для дизеля 4ЧН12/14 на номинальном режиме работы представлены в таблице 1. Следует отметить, что определение режима работы дизеля с наиболее жесткими требованиями к производительности ТНВД не всегда очевидно [3]. Поэтому расчет производительности ТНВД должен также выполняться для режима пуска и режима максимального крутящего момента.

Таблица 1

Параметры элементов топливной аппаратуры

| Параметр | Значение |
|--|----------|
| Объем топливного аккумулятора, дм^3 | 0,135 |
| Расход топлива на номинальном режиме $Q_{\text{теор}}$, $\text{мм}^3/\text{мин}$ | 1035,3 |
| Расход топлива с учетом утечек $Q_{\text{форс}}$, $\text{мм}^3/\text{мин}$ | 1138,82 |
| Дополнительный расход $\Delta Q_{\text{дин.рез}}$, $\text{мм}^3/\text{мин}$ | 340,2 |
| Динамический резерв производительности $Q_{\text{дин.рез}}$, $\text{мм}^3/\text{мин}$ | 1479,02 |
| Производительность ТНВД, $V_{ц}^{ТНВД}$, $\text{мм}^3/\text{об.}$ | 1,47 |

Выводы. По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы: 1. Предложен новый вариант конструкции топливной системы типа Common Rail, в основу которой положен патент Украины [1] с быстродействующим пьезоэлектрическим исполнительным элементом; 2. По уточненным методикам выполнен расчет основных элементов разрабатываемой топливной аппаратуры для автотракторного дизеля 4ЧН12/14.

Список литературы: 1. Пат. 9799 У Украины, F02M51/06, F02M47/00. Паливний інжектор / Коваль В.С., Лаврінченко В.В., Марченко А.П., Мешков Д.В., Хорунжий В.М. – № u200503134; Заявл. 05.04.2005; Опубл. 17.10.2005 Бюл. № 10/2005. 2. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Выбор рациональных конструктивных параметров опытной топливной форсунки типа Common Rail быстроходного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №1. 3. Пинский Ф.И., Дутиков В.К. Выбор емкости аккумулятора и производительности топливного насоса электрогидравлической системы топливоподачи дизель-генераторов // Двигателестроение. – 1983. – №9. – С.31–33. 4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Вагнер В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

Поступила в редколлегию 20.05.07

Р.С. МЫЦКО, ГП ДОСЖТ (г. Днепропетровск)

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЯГОВОЙ СЕТИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

В статті порівнюються система тягового електропостачання змінного струму з екрануючими та підсилюючими проводами та система тягового електропостачання з відсосуючими трансформаторами. Показано, що при застосуванні системи з екрануючими та підсилюючими проводами зменшуються затрати як на капітальне будівництво, так і на експлуатацію.

In the article compared system of hauling supply of alternating current with screening and strengthening send-offs that system of hauling supply with transformers. It is rotined that at application of the system with screening and strengthening send-offs expenses diminish both on capital building and on exploitation.

При электрификации новых участков железных дорог по системе однофазного переменного тока применение тяговой сети с экранирующим и усиливающим проводами (ЭУП) обеспечивает значительное снижение капиталовложений. Так, например, стоимость электрификации участка Северной железной дороги России, протяженностью 89 км и осуществлённой в 1997 году с применением тяговой сети ЭУП, оказалось на 27% меньше среднесетевого показателя для переменного тока.

Хотя стоимость контактной сети при системе ЭУП и возрастает примерно на 20%, однако общая стоимость электрификации снижается за счет сокращения числа тяговых подстанций. Длина межподстанционных зон при этом увеличивается. Технический предел этого увеличения ограничен допустимым минимальным уровнем напряжения в контактной сети, которое в нормальных условиях эксплуатации не должно снижаться ниже 21 кВ. В зависимости от размеров движения и мощности локомотивов длина межподстанционной зоны по этому показателю может составлять 100 км и более.

Потери энергии в тяговой сети при этом могут оказаться больше, чем при обычной системе 27,5 кВ. В условиях постоянного роста цен за электроэнергию этот фактор способен оказать влияние на экономические показатели системы ЭУП, поэтому он требует более детального рассмотрения.

Оценка эффективности системы переменного тока 27,5 кВ, 50 Гц по сравнению с системой 27,5 кВ с отсасывающими трансформаторами (ОМО) может быть выполнена по различным критериям. В условиях энергосбережения важнейшим критерием является минимум потерь энергии в этих системах за определенный период (очевидно, что текущее обслуживание оборудования систем не в пользу системы переменного тока 27,5 кВ с ОМО).

Данные о размерах движения и характеристике участков, местах установки отсасывающих трансформаторов предоставлены службой электро-

снабжения Юго-Западной железной дороги и использованы для общих приближительных оценочных расчетов.

С целью повышения точности расчетов использовались данные о токопотреблении различных участков, полученные в ходе проведения серии экспериментов в период май-август 2006 года на Юго-Западной железной дороге с целью определения степени влияния различных систем электроснабжения на линии связи.

На рис. представлен общий план участков, на которых проводился расчет.

С использованием программного комплекса разработанного в диссертации для расчета систем тягового электроснабжения «Матрикс» создается вероятностный график движения поездов на основании которого и проводится расчет электротехнических параметров. В процессе имитационного моделирования определяются суточные месячные и годовые значения активных и реактивных расходов электроэнергии и потерь энергии и среднеквадратические значения токов фидеров тяговых подстанций. Для повышения достоверности полученных результатов, имитационное моделирование одного и того же участка определяется при различных реализациях графика движения поездов (200 реализаций). Математические ожидания расхода энергии и потерь энергии определяется как среднее из 200 реализаций графика движения.

Для каждого участка расчеты по программе «Матрикс» проводились дважды. Первый раз для обычной системы переменного тока 27,5 кВ без учета отсасывающих трансформаторов и второй раз при их учете в схеме. Рассчитанные величины представлены в таблицах 1, 3. Месячный экономический эффект от отключения одного отсасывающего трансформатора рассчитывается по следующей формуле:

$$E = \frac{C_1}{N_T} \cdot \sum_{i=1}^T (\Delta W_{Ti} - \Delta W_{Bi}),$$

где ΔW_B – суточные потери энергии (вариант без отсасывающих трансформаторов);

ΔW_T – суточные потери энергии (вариант с отсасывающими трансформаторами);

N_T – количество отсасывающих трансформаторов;

T – период за который проводится расчет (30 суток).

C_1 – цена 1-го кВт*ч электроэнергии по первому классу (без НДС), $C_1=0,2457$ грн.

Расчет участка Киев-Фастов

Данный участок состоит из двух межподстанционных зон. В сутки по этих зонах проходит 79 пар поездов. Параметры необходимые для технико-

экономического расчета получены в результате моделирования режимов работы одних и тех же участков с применением отсасывающих трансформаторов и без них получены экспериментально.

Экономический эффект за месячный период за счет снижения потерь при отключении одного ОМО можно определить по формуле:

$$E = \frac{0,2457}{6} \cdot \sum_{i=1}^{30} (3468,45 - 1665,14) = 2215,37 \text{ грн}$$

$$E = \frac{0,2457}{4} \cdot \sum_{i=1}^{30} (1852,44 - 798,81) = 1941,58 \text{ грн}$$

В среднем по целому участку: $(2215,37 \cdot 6 + 1941,58 \cdot 4) / 10 = \underline{\underline{2105,85}}$ грн.

Расчет участка Киев-Нежин

Данный участок состоит из четырех межподстанционных зон. В сутки по этих зонах проходит - 101 пара поездов.

Экономический эффект за месячный период за счет снижения потерь при отключении одного ОМО можно определить по формуле:

$$E = \frac{0,2457}{3} \cdot \sum_{i=1}^{30} (2916,86 - 1802,41) = 2738,20 \text{ грн}$$

Для участка Киев-Нежин месячный экономический эффект от отключения 1-го отсасывающего трансформатора составляет **2738,20** грн.

Расчет участка Дарница –Киев Петровка - Буча

Данный участок состоит из трех межподстанционных зон. В сутки по этих зонах проходит - 44 пара поездов.

Экономический эффект за месячный период за счет снижения потерь при отключении одного ОМО можно определить по формуле:

$$E = \frac{0,2457}{8} \cdot \sum_{i=1}^{30} (2025,46 - 677,82) = 1241,68 \text{ грн}$$

Для участка Дарница –Киев Петровка - Борщаговка месячный экономический эффект от отключения 1-го отсасывающего трансформатора составляет **1241,68** грн.



Рисунок – Общий план участков Юго-Западной железной дороги

Расчет участка Киев - Выдубичи - Мироновка

Данный участок состоит из двух межподстанционных зон. В сутки по этих зонах проходит - 27 пар поездов.

Экономический эффект за месячный период за счет снижения потерь при отключении одного ОМО можно определить по формуле:

$$E = \frac{0,2457}{9} \cdot \sum_{i=1}^{30} (4407,14 - 2631,10) = 1454.58 \text{ грн}$$

Для участка Киев - Выдубичи - Мироновка месячный экономический эффект от отключения 1-го отсасывающего трансформатора составляет **1454,58** грн.

Таблица 1

Результаты расчетов участков. Средние значения 200 реализаций ГДП

| | Re(W),Вт | Im(W),вар | dW,Вт | dW,% | $\Gamma_{f1}^2, A^2 \cdot \text{час}$ | $\Gamma_{f2}^2, A^2 \cdot \text{час}$ | $\Gamma_{f3}^2, A^2 \cdot \text{час}$ | $\Gamma_{f4}^2, A^2 \cdot \text{час}$ |
|---|-------------|-------------|-----------------|------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Фастов-Боярка (без отсасывающих трансформаторов/ с отсасывающими трансформаторами) | | | | | | | | |
| 1 | 186564903 | 119598289 | 1665142 | 0.892354 | 285558.9 | 302706.8 | 300119 | 288665.4 |
| 2 | 186448151 | 119306372.5 | 3468453 | 1.56664807 | 287402 | 299932.4 | 301825.9 | 285553.4 |
| Боярка-Киев (без отсасывающих трансформаторов/ с отсасывающими трансформаторами) | | | | | | | | |
| 3 | 99462977 | 63725188 | 798807.5 | 0.803152 | 166029.7 | 165854.5 | 165752.7 | 164689.4 |
| 4 | 99417875.94 | 63652273 | 1852442 | 1.569251 | 165013.4 | 164840.2 | 165510.6 | 165245.8 |
| Дарница-Бобрик (без отсасывающих трансформаторов/ с отсасывающими трансформаторами) | | | | | | | | |
| 5 | 256295588.4 | 162475151.7 | 1802406 | 0.703148 | 395965 | 411251 | 413103.9 | 394795 |
| 6 | 256995104 | 163173820 | 2916863 | 0.958 | 397590.7 | 415697.9 | 415671.8 | 397670.3 |
| Дарница –Киев Петровка - Боршаговка (без отсасывающих трансформаторов/ с отсасывающими трансформаторами) | | | | | | | | |
| 7 | 80126999 | 51045123 | 677820.6 | 0.845979 | 114525.3 | 112725.5 | 113875.1 | 113462.2 |
| 8 | 79964625 | 51012325 | 2025458 | 2.135467 | 113632.1 | 111791.1 | 112995.4 | 113175.1 |
| Киев - Выдубичи - Мироновка (без отсасывающих трансформаторов/ с отсасывающими трансформаторами) | | | | | | | | |
| 9 | 146920391 | 94293584 | 2631099 | 1.789531 | 202719.8 | 209391.1 | 206384.2 | 203641.3 |
| 10 | 147564529.7 | 94892934 | 4407142 | 2.509955 | 203671.8 | 209708.5 | 209059.6 | 204051.3 |

На базе выполненных теоретических и экспериментальных исследований решена важная научно-техническая проблема повышения энергетической эффективности и экологической безопасности электротяговых систем, позволяющих обеспечить и требуемую грузонапряженность, и снижение электропотребления, и существенное уменьшение затрат на электрификацию новых участков железных дорог

Таблица 2

Экономический эффект от отключения 1-го отсасывающего трансформатора

| № п/п | Название участка | Месячный эффект, кВт*ч | Годовой эффект, кВт*ч | Месячный эффект, грн | Годовой эффект, грн |
|-------|---|------------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|
| 1 | Киев-Фастов (с перетоками) | 8571 | 102850 | 2105,85 | 25270,25 |
| 2 | Киев-Нежин | 11185 | 134222 | 2748,20 | 32978,40 |
| 3 | Дарница – Киев Петровка – Буча (с перетоками) | 5054 | 60644 | 1241,68 | 14900,16 |
| 4 | Киев - Выдубичи – Мироновка (с перетоками) | 5920 | 71042 | 1454,58 | 17454,92 |

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы.

С целью повышения энергоэкономической эффективности систем тягового электроснабжения переменного тока не рекомендовать применение отсасывающих трансформаторов при строительстве новых электрифицированных линий.

В условиях необходимости ресурсосбережения, экономии энергии и снижения затрат на строительство новых электрифицированных линий транспортных коридоров железных дорог Украины наибольший эффект может быть достигнут при внедрении тяговой сети переменного тока 27,5 кВ с экранирующим и усиливающим проводами. При этом достигается следующая экономия: - затраты на электрификацию 1 км. Пути снижаются в 1,5-2 раза; затраты на потребляемую энергию снижаются от 2 до 6%; потери энергии в тяговой сети уменьшатся в 1,5 – 1,8 раза по сравнению с обычной тяговой сетью 27,5 кВ.

Список литературы: 1. *Доманский В.Т., Мыцко Р.С., Босый Д.А.* Определение потерь энергии в тяговой сети переменного тока 27,5 кВ // Сборник тезисов доклада на 3 международном симпозиуме Eltrans'2005. – Санкт-Петербург. – 2005. 2. *Доманский В.Т., Мыцко Р.С., Босый Д.А.* Прогнозирование электропотребления железных дорог // Залізнич. транспорт України. – 2006. – № 4. – С. 20 – 21. 3. *Косарев Б.И.* Электробезопасность в тяговых сетях переменного тока. – М.: Транспорт, 1987. – 216 с. 4. *Карякин Р.Н.* Тяговые сети переменного тока. - 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Транспорт, 1987. – 279 с. 5. *Корниенко В.В.* Основные аспекты развития хозяйства электрификации и электроснабжения железных дорог Украины // Транспорт. 36. наук. праць ДІПТ. – Днепропетровськ: Наука і освіта, 2001. – Вип. 8. – С. 25 - 28.

Поступила в редколлегию 20.10.07

О.Я. НИКОНОВ, канд. техн. наук (м. Харків)

СИНТЕЗ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДАМИ СИСТЕМ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТАНКОВОГО ОЗБРОЄННЯ

Рассмотрена задача синтеза интеллектуальных систем управления электроприводами систем стабилизации танкового вооружения, находящихся под воздействием случайных возмущений на основе искусственных нейронных сетей, систем с переменной структурой и методов эволюционного моделирования. Проведены исследования динамических характеристик системы, построен нейроконтроллер для электропривода танковой пушки с тиристорным преобразователем мощности и переменной структурой системы стабилизации.

The problem of a synthesis of intellectual control systems by electric drives of stabilization systems of the tank armament, random disturbances were under effect on the basis of artificial neural networks, systems with variable structure and evolutionary simulation methods is considered. Researches of dynamic characteristics of system are conducted, built neurocontroller for the electric drive of a tank gun with power thyristor transducers and variable structure of stabilization system.

Постановка проблеми

Постійно зростаючі вимоги до точності систем керування, складність і широкі діапазони зміни характеристик об'єктів автоматизації змушують шукати нові методи і засоби синтезу систем керування. При синтезі високоякісних систем керування необхідно враховувати не тільки нелінійності, які властиві об'єкту, але і використовувати нелінійні закони керування та методи еволюційного моделювання [1-4]. До вищезначених систем безумовно належать системи стабілізації танкового озброєння [5-6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз останніх досліджень і публікацій прогнозування подальшого розвитку систем стабілізації основного озброєння танків дозволяє визначити основні шляхи такого розвитку [3-6]: синтез систем оптимальних за запасом стійкості і за точністю; розробка систем зі змінною структурою; розробка інваріантних систем; застосування безплатформених інерціальних систем в стабілізаторах основного озброєння перспективних танків; застосування штучних нейронних мереж і методів еволюційного моделювання.

Формулювання мети

Метою роботи є синтез інтелектуальних систем управління електроприводами систем стабілізації танкового озброєння, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень, із застосуванням нейрокібернетичного підходу на базі теорії штучних нейронних мереж, систем зі змінної структурою і методів еволюційного моделювання.

Синтез інтелектуальної системи стабілізації танкової башти

Функціональну і структурну схеми системи наведення і стабілізації танкової башти з тиристорним перетворювачем потужності (ТПП) наведено на рис. 1. В якості задавального елемента системи наведення і стабілізації танкової башти використовується гіроскопічний датчик кута ГДК, на який діє наводчик через пульт наведення ПН і електромагніт наведення ЕМН. Для підвищення якості в системі є зворотний зв'язок, який реалізується за допомогою гіроскопічного датчика кутової швидкості ГДКШ. Обертаючи трансформатори датчика кута ОТДК і датчика кутової швидкості ОТДКШ перетворюють сигнали з ГДК і ГДКШ у відповідні напруги $U_{\text{ОТДК}}(t)$ і $U_{\text{ОТДКШ}}(t)$. Ці напруги підсилюються підсилювачами кута ПК і швидкості ПШ. Напруги $U_{\varphi}(t)$ і $U_{\omega}(t)$ з ПК і ПШ перетворюються в напругу непогодження $\Delta U(t) = U_{\varphi}(t) - U_{\omega}(t)$. Напруга $\Delta U(t)$ через підсилювач П подається до входу виконавчого органу ВО, який складається з електромашинного підсилювача ЕМП і двигуна Д, або – з ТПП і Д [7]. Виконавчий орган через механізм повороту башти МПБ створює стабілізуючий момент $M_{\text{МПБ}}(t)$, який компенсує збурюючий момент $M_{\text{ЗБ}}(t)$ з метою утримання положення башти Б в заданому напрямку на ціль.

Замість звичайного електронного блоку, що формує алгоритм керування у вигляді $\Delta U(t) = U_{\varphi}(t) - U_{\omega}(t)$ доцільно використовувати нейроконтролер [1-3] і блок управління зі змінною структурою [4]. При синтезі електронного блоку можна заздалегідь ввести в структуру системи такі функціональні елементи, які під час протікання процесу керування змінюють знак зворотного зв'язку, за певним законом змінюють коефіцієнти підсилення і т.д., тобто змінюють структуру системи. Тоді залежно від обраного алгоритму і наявної інформації система буде мати ту або іншу структуру. Можна припустити, що в такій системі вдасться поєднувати корисні властивості кожної сукупності структур, а також отримати нові властивості, не притаманні кожній з них. Поєднання методів нейрокерування і теорії систем зі змінною структурою може якісно підвищити точність і надійність систем стабілізації.

Для синтезу системи стабілізації необхідно визначити області допустимих значень варійованих параметрів. Звичайно це область стійкості замкненої системи в площині варійованих параметрів регулятора.

На рис. 2 наведено побудовані області стійкості замкненої системи автоматичної стабілізації в площині варійованих параметрів регулятора k_{φ} (ПК) і k_{ω} (ПШ) зі змінним коефіцієнтом підсилення k^* (П) на основі математичних моделей [5] для ЕМП і ТПП, де $k^*(U_{k1}(t)) = \lambda k$. Для випадку $k^* = k$ область відповідає області стійкості системи з незмінною структурою.

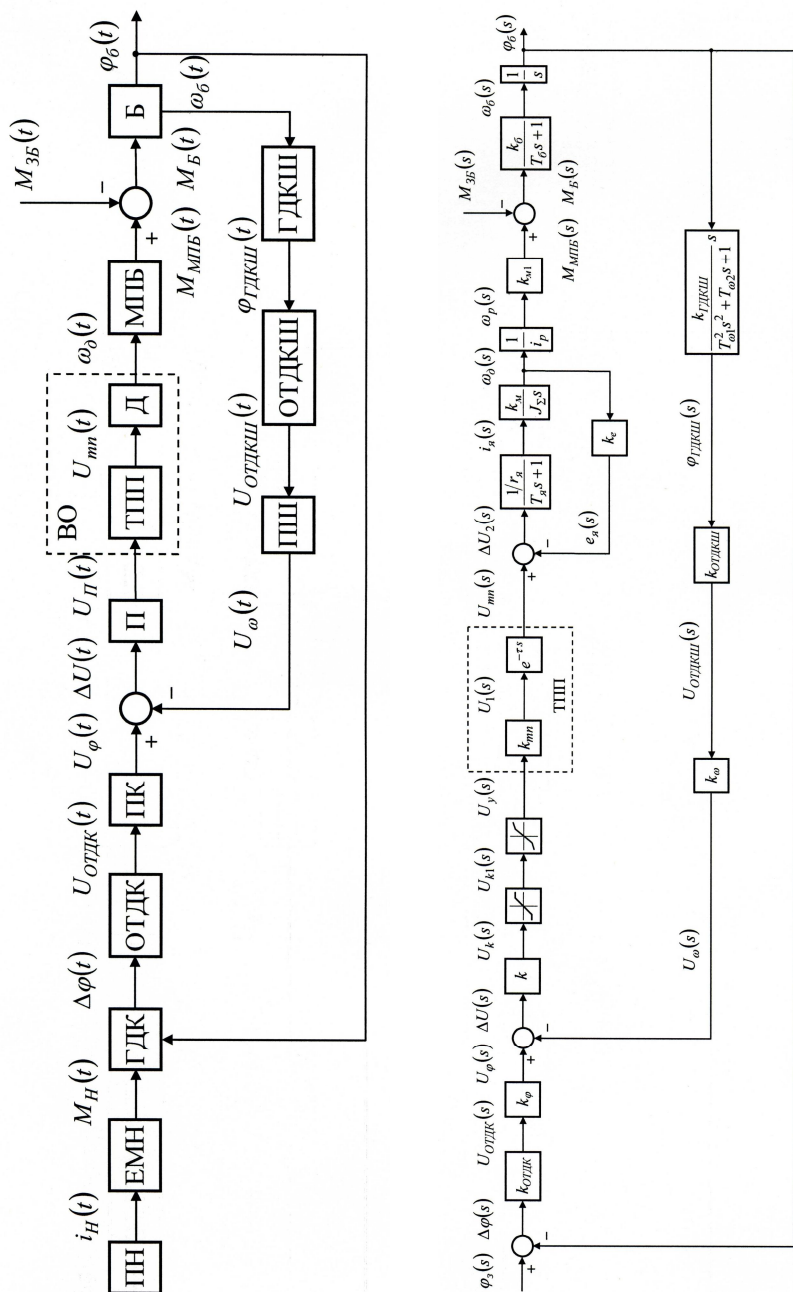


Рис. 1. Функциональна і структурна схема системи наведення і стабілізації танкової башти з ТПП

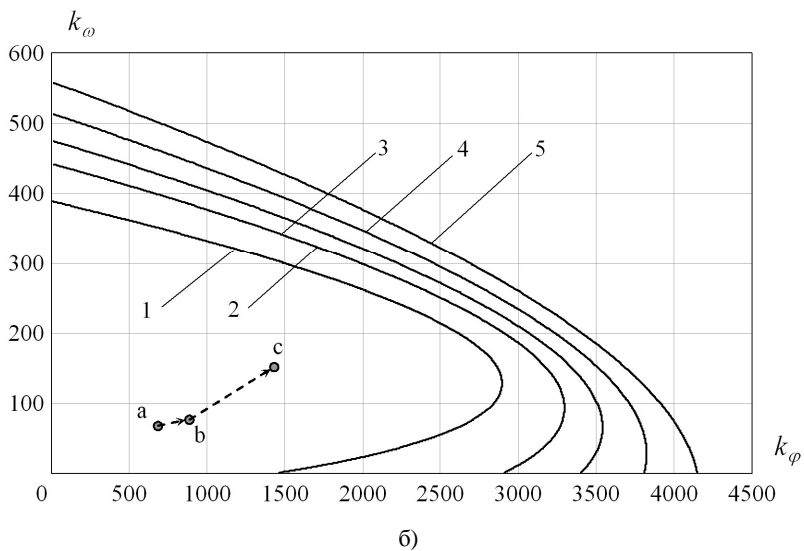
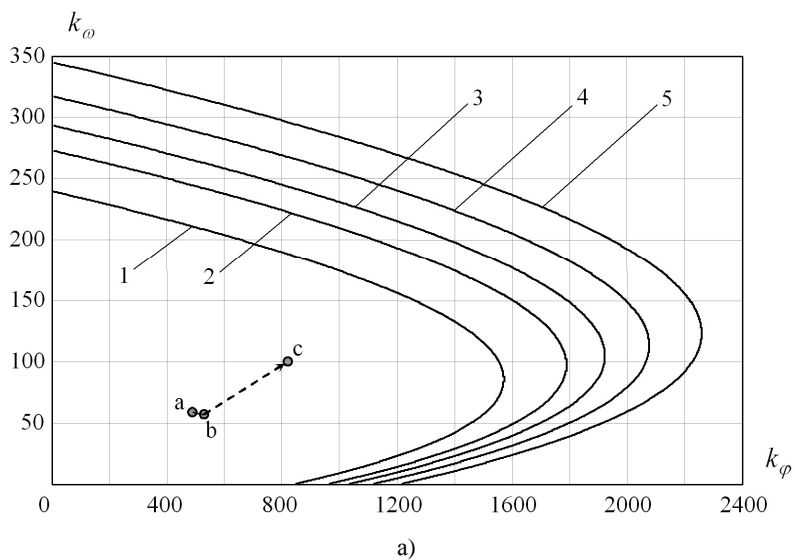


Рис. 2. Области стійкості замкненої системи наведення і стабілізації танкової башти з ЕМП (а) і ТПІ (б):
 $1 - k^* = k$; $2 - k^* = 0.8k$; $3 - k^* = 0.7k$; $4 - k^* = 0.6k$; $5 - k^* = 0.5k$

Знайдемо оптимальні значення варійованих параметрів регулятора k_φ і k_ω . Для цього необхідно побудувати функціонал якості системи і знайти його екстремальне (звичайно мінімальне) значення. В роботах [5,8] для систем стабілізації використовується адитивний квадратичний функціонал. Однак, для зменшення вкладу значної початкової помилки і урахування помилки, що з'являється надалі, більш доцільно використовувати функціонал виду

$$I = \int_{t_1}^T t |\Delta\varphi_\sigma(t)| dt.$$

Для пошуку мінімуму цього функціоналу запропоновано використовувати метод глобальної оптимізації – генетичний алгоритм [4] і його модифікації. Це пов'язано з характером функціоналу якості, який зазвичай має різко виражену «впадину», або декілька локальних мінімумів. Особливістю генетичного алгоритму є його висока ефективність при роботі з нестационарним середовищем. Хромосомне подання інформації, а також пошук рішення за допомогою популяції пошукових точок дозволяють генетичному алгоритму знаходити глобальний оптимум сильно зашумленої або швидко змінливої цільової функції. При цьому в роботу алгоритму не вноситься ніяких змін у порівнянні зі стаціонарним випадком, і швидкість пошуку рішення зберігається на тому ж рівні. Проте слід зауважити, що генетичний алгоритм має і ряд недоліків – він потребує значних обчислювальних витрат, а частина його параметрів визначається експериментально, наприклад, розмір популяції, показник згасання мутацій.

На рис. 2 точками а, в і с позначено мінімуми функціоналів якості для випадку лінійної системи, нелінійної системи з урахуванням зони обмеження сигналу управління та системи зі змінним коефіцієнтом підсилення відповідно. Із рисунка видно, що використання змінної структури дозволяє розширити область стійкості і перемістити оптимальну точку системи в область більших значень k_φ і k_ω , що дозволяє підвищити якість і надійність системи.

Результати моделювання

Для системи наведення і стабілізації танкової башти розроблено нейроконтролер і блок управління зі змінною структурою. Навчання нейроконтролера проводилося за допомогою генетичного алгоритму (розмір популяції – 100). Параметри нейронної мережі: число входів – 5, число виходів – 1, розмірність внутрішнього шару – 10.

Для збільшення швидкості збіжності у генетичному алгоритмі доцільно застосовувати спрощену схему зміни рівня мутації. При цьому задається початковий і кінцевий рівень мутації в умовних одиницях і кількість ітерацій алгоритму, за яку рівень мутації зменшиться з початкового значення до кін-

цевого. При цьому зменшення рівня мутацій відбувається за лінійним законом. Використання цього модифікованого алгоритму практично не впливає на якість навчання, однак дозволяє скоротити час навчання.

Аналіз перехідних процесів $\Delta\varphi_{\sigma}(t)$ стохастичної системи наведення і стабілізації танкової башти, а також чисельні дослідження, дозволяють зробити висновок про те, що введення до контуру керування нейроконтролера та блоку управління зі змінною структурою дозволяє зменшити коливальність $\Delta\varphi_{\sigma}(t)$ до 50% (при цьому дисперсія знаходиться приблизно на рівні 3%).

Виводи і перспективи подальших досліджень

В статті розглянута задача синтезу інтелектуальних систем управління електроприводами систем стабілізації танкового озброєння, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень, із застосуванням нейрокібернетичного підходу на базі теорії штучних нейронних мереж, систем зі змінною структурою і методів еволюційного моделювання. Розроблено функціональну схему системи стабілізації з нейроконтролером і структурну схему з урахуванням нелінійних характеристик системи, проведено дослідження динамічних характеристик системи, побудовано нейроконтролер для електропривода системи стабілізації танкового озброєння з тиристорним перетворювачем потужності. Доведено, що використання нейроконтролера в контурі керування і блоку керування зі змінною структурою дозволяє до 50% підвищити точність системи стабілізації. Для подальших досліджень доцільно використання нечітких нейронних мереж з самоорганізацією, а також алгоритмів структурного випадкового пошуку на основі еволюційного моделювання.

Список літератури: 1. *Holland J.H.* Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with application to biology, control, and artificial intelligence. – London: Bradford book edition, 1994. – 211р. 2. *Вороновский Г.К., Махотило К.В., Петрашев С.Н.* Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности. – Харьков: Основа, 1997. – 112с. 3. *Никонов О.Я., Истомин А.Е.* Применение искусственных нейронных сетей в качестве регуляторов электромеханических систем транспортных средств специального назначения // Вестник Национального технического университета «ХПИ», 2004. – Вып. 24. – С. 65-69. 4. *Александров Е.Е., Александрова И.Е., Костяник И.В.* Танковая система наведения и стабилизации с переменной структурой // Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 2. – С. 71-74. 5. *Александров Є.Є., Александрова Т.Є., Ніконов О.Я. та ін.* Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем. – Харків, 2003. – 137с. 6. *Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И.* Параметрический синтез систем стабилизации танкового вооружения. – К.: Техніка, 1997. – 112с. 7. *Никонов О.Я.* Исследование динамических характеристик тиристорных преобразователей в системах стабилизации транспортных средств специального назначения // Вестник Национального технического университета «ХПИ», 2006. – Вып. 42. – С. 9-13. 8. *Александров Е.Е., Александрова И.Е.* Выбор оптимизируемого функционала в задачах параметрического синтеза систем стабилизации // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2004. – №2. – С. 23-26.

Поступила в редколлегию 14.05.07

В.П. ОЛЬШАНСКИЙ, д-р. физ.-мат. наук,
В.И. ЛАВИНСКИЙ, д-р. техн. наук, **С.В. ОЛЬШАНСКИЙ** (г. Харьков)

ДВУХСТОРОННИЕ ОЦЕНКИ СКОРОСТИ И РАДИУС-ВЕКТОРА ПРИ ПОЛЁТЕ ИСПАРЯЮЩЕЙСЯ КАПЛИ

Отримані наближені аналітичні вирази нижнього і верхнього значень швидкості і радіус-вектора при плоскому русі краплі. Запропоновані наближені інтерполяційні формули.

The approximately analytical expressions of the bottom and top value of speed and radius - vector are received at a flat drop movement. The approximately interpolation formulas are proposed.

Актуальность темы и анализ имеющихся публикаций. Капли жидкости образуют распылённые струи, которые используются при пожаротушении, поливе растений, мойке и покраске твёрдых поверхностей, а также в других целях. Знание закономерностей движения отдельных капель и струй в целом позволяет повысить эффективность их использования на практике. Поэтому исследование баллистики распылённых частиц жидкости относится к актуальным задачам. Модели полёта капель в газовой среде, с учётом их испарения, представлены в работах [1-3]. При квадратичном аэродинамическом сопротивлении плоское движение частицы жидкости описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений. Путём некоторых упрощений системы в работах [1,2] удалось построить приближённые аналитические выражения для расчёта траектории движения и оценки дальности полёта капли. Без упрощений такой расчёт приходится проводить численными методами.

Заметим, что односторонние (нижние) оценки параметров движения испаряющейся капли уже получены в статье [4]. Здесь метод работы [4] находит дальнейшее развитие.

Постановка задачи и цель статьи. Ставится задача найти приближённые аналитические выражения нижнего и верхнего значений скорости и радиус-вектора при плоском движении капли. В случае близости двухсторонних оценок такая информация может быть использована для приближённого определения дальности полёта капель, что избавляет от необходимости решать численно систему нелинейных дифференциальных уравнений. Как будет показано ниже, узость оценочных интервалов обеспечивается спецификой рассматриваемой задачи, а именно: малостью массы капли и кратковременностью её движения.

Таким образом, исследования проводятся с целью обоснования возможности получения приближённых значений параметров движения жидкой частицы без численного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами.

Аналогично [3,4] испаряющуюся каплю считаем сферическим телом, но используем нелинейный закон испарения Срезневского [2].

При квадратичном аэродинамическом сопротивлении дифференциальные уравнения, описывающие процесс движения капли, истекающей под произвольным углом к горизонту, имеют вид

$$\ddot{x} + \frac{k \cdot \dot{x}}{r_0 \sqrt{1 - \varepsilon t}} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = 0, \quad (1)$$

$$\ddot{y} + \frac{k \cdot \dot{y}}{r_0 \sqrt{1 - \varepsilon t}} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = g$$

и дополняются начальными условиями

$$\dot{x}(0) = v_1; \quad \dot{y}(0) = v_2; \quad x(0) = y(0) = 0. \quad (2)$$

Здесь v_1, v_2 - проекции скорости истечения капли на оси прямоугольной системы координат xOy (ось Oy направлена вниз); $x = x(t), y = y(t)$ - координаты капли на траектории полёта.

Скорости $v(t)$ вертикального падения и подъёма частицы жидкости удовлетворяют дифференциальным уравнениям [5]

$$\frac{dv}{dt} + \frac{k}{r_0 \sqrt{1 - \varepsilon t}} v^2 = g, \quad \frac{dv}{dt} + \frac{k}{r_0 \sqrt{1 - \varepsilon t}} v^2 = -g. \quad (3)$$

В выражениях (1),(3) k - коэффициент аэродинамического сопротивления среды; ε - параметр, характеризующий интенсивность испарения капли; r_0 - радиус капли в момент времени $t = 0$; g - ускорение свободного падения; знак плюс перед g соответствует падению, а знак минус - подъёму капли.

Начальное условие к уравнениям (3) принимаем одинаковое

$$v(0) = v_0. \quad (4)$$

Обозначим решения уравнений (3) при начальном условии (4) через $v_+(t)$ и $v_-(t)$. Первое берём для знака плюс перед g , а второе - для знака минус. Из физических соображений следует, что при $v_1 = v_0 \cos \theta_0, v_2 = v_0 \sin \theta_0$ скорость капли, вылетающей под произвольным углом θ_0 к горизонту, удовлетворяет неравенствам

$$v_-(t) \leq v(t) \leq v_+(t). \quad (5)$$

Таким образом, двухсторонняя оценка скорости сводится к поиску решений уравнений (3) при начальном условии (4). Такие решения имеют вид [5]

$$v_-(t) = \frac{a c_1 Ai'(-\eta) + Bi'(-\eta)}{b c_1 Ai(-\eta) + Bi(-\eta)}, \quad (6)$$

$$v_+(t) = \frac{a c_2 Ai'(\eta) - Bi'(\eta)}{b Bi(\eta) - c_2 Ai(\eta)}.$$

Здесь $a = \sqrt[3]{\frac{2bg}{\varepsilon}}$, $b = \frac{2k}{\varepsilon \cdot r_0}$, $\eta = a\xi = a\sqrt{1 - \varepsilon t}$,

$$c_1 = \frac{ab^{-1}Bi'(-a) - v_0Bi(-a)}{v_0Ai(-a) - ab^{-1}Ai'(-a)}, \quad c_2 = \frac{v_0Bi(a) + ab^{-1} \cdot Bi'(a)}{v_0Ai(a) + ab^{-1}Ai'(a)}, \quad Ai(\eta),$$

$Bi(\eta)$ - функции Эйри; $Ai'(\eta)$, $Bi'(\eta)$ - производные функций Эйри по η . Они протабулированы в [6] и других изданиях по специальным функциям.

Поэтому при наличии таблиц функций Эйри, с помощью формул (5), (6) легко оценить для любого момента времени скорость движения капли на плоской траектории.

Радиус-вектор [7] $R(t) = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2}$, характеризующий удаление капли от точки вылета, удовлетворяет неравенством

$$R_-(t) \leq R(t) \leq R_+(t). \quad (7)$$

Нахождение границ неравенства, сводится к вычислению интегралов

$$R_{\mp}(t) = \int_0^t v_{\mp}(t) dt, \quad (8)$$

в которые следует подставлять выражения (6). Они не "берутся" в элементарных или специальных табулированных функциях. Поэтому, используя результаты работ [4,5], дадим формулы приближённого вычисления интегралов (8).

$$R_{\mp}(t) \approx S(t) + \frac{1}{2} t [v_{\mp}(t) - v_a(t)], \quad (9)$$

причём
$$S(t) = \frac{r_0}{k} \left(\sqrt{1 - \varepsilon t} - 1 + A \ln \left(\frac{A - \sqrt{1 - \varepsilon t}}{A - 1} \right) \right), \quad (10)$$

$$v_a(t) = \left[\frac{1}{v_0} + \frac{2k}{\varepsilon r_0} \left(-\sqrt{1 - \varepsilon t} \right) \right]^{-1}, \quad A = 1 + \frac{\varepsilon \cdot r_0}{2k v_0}.$$

Анализ результатов. С целью апробации изложенной теории проведём расчёт параметров полёта капли при $r_0 = 10^{-4}$ м, $k = 10^{-5}$, $\varepsilon = 3 \text{ с}^{-1}$,

$v_0 = 130$ м/с. Угол истечения капли к горизонту θ_0 принимаем равным 30° . Для него численным решением задачи Коши (1), (2) получаем значения проекций скорости $\dot{x}(t)$ и $\dot{y}(t)$, которые указаны в табл. 1. Там же записаны соответствующие им величины скорости полёта $v(t) = \left[(\dot{x}(t))^2 + (\dot{y}(t))^2 \right]^{1/2}$, а также нижняя и верхняя оценки, вычисленные по формулам (6).

Таблица 1 - Значения $v(t)$ и её двухсторонние оценки (в м/с)

| t, c | $\dot{x}(t)$ | $\dot{y}(t)$ | $v(t)$ | $v_-(t)$ | $v_+(t)$ |
|--------|--------------|--------------|--------|----------|----------|
| 0,02 | 89,06 | 51,59 | 102,93 | 102,69 | 103,00 |
| 0,05 | 67,13 | 39,15 | 77,71 | 77,23 | 77,86 |
| 0,10 | 46,53 | 27,55 | 54,07 | 53,31 | 54,32 |
| 0,15 | 34,63 | 20,93 | 40,47 | 39,47 | 40,78 |
| 0,20 | 26,73 | 16,59 | 31,46 | 30,28 | 31,83 |
| 0,25 | 20,90 | 13,40 | 24,83 | 23,50 | 25,24 |

Расчёт показывает, что $v(t)$ согласуется с двухсторонними аналитическими оценками, которые образуют относительно узкую вилку значений.

Таблица 2 - Значения $R(t)$ и его двухсторонние оценки (в метрах)

| t, c | $x(t)$ | $y(t)$ | $R(t)$ | $R_-(t)$ | $R_+(t)$ |
|--------|--------|--------|--------|----------|----------|
| 0,02 | 2,00 | 1,16 | 2,31 | 2,31 | 2,31 |
| 0,05 | 4,31 | 2,50 | 4,99 | 4,97 | 4,99 |
| 0,10 | 7,10 | 4,14 | 8,22 | 8,18 | 8,23 |
| 0,15 | 9,11 | 5,34 | 10,55 | 10,48 | 10,58 |
| 0,20 | 10,63 | 6,28 | 12,34 | 12,21 | 12,37 |
| 0,25 | 11,81 | 7,01 | 13,74 | 13,56 | 13,78 |

В табл. 2 представлены, вычисленные по формулам (9), (10), границы интервала значений радиуса-вектора на траектории капли в различные моменты времени. Как и для скоростей, наблюдается незначительное расширение оценочной вилки (7) с течением времени, вызванное усилением влияния

гравитации на движение капли, которая теряет кинетическую энергию в ходе полёта.

Полученные численным методом $R(t)$ удовлетворяют неравенству (7).

Поскольку границы $v_{\mp}(t)$ и $R_{\mp}(t)$ соответствуют углам истечения капли $\theta_0 = \mp 90^\circ$ можно с помощью линейной интерполяции, приближённо рассчитать параметры полёта и при других углах θ_0 . Этот метод приводит к интерполированным значениям

$$v_u(t) = v_-(t) + \frac{90 + \theta_0}{180} (v_+(t) - v_-(t));$$

$$R_u(t) = R_-(t) + \frac{90 + \theta_0}{180} (R_+(t) - R_-(t)).$$
(11)

Сравним в табл. 3 и 4 результаты, полученные по формулам (11), с результатами численного интегрирования системы (1) при начальных условиях (2).

Таблица 3 – Значения $v(t)$, полученные путём численного интегрирования системы (1) (числители) и по интерполяционным формулам (11) (знаменатели) для различных углов истечения

| t, c | θ_0 | | | | |
|--------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | -60° | -30° | 0° | 30° | 60° |
| 0,02 | $\frac{102,71}{102,74}$ | $\frac{102,77}{102,79}$ | $\frac{102,85}{102,85}$ | $\frac{102,93}{102,90}$ | $\frac{102,98}{102,95}$ |
| 0,05 | $\frac{77,27}{77,35}$ | $\frac{77,39}{77,44}$ | $\frac{77,55}{77,55}$ | $\frac{77,71}{77,65}$ | $\frac{77,82}{77,76}$ |
| 0,10 | $\frac{53,38}{53,49}$ | $\frac{53,57}{53,65}$ | $\frac{53,82}{53,82}$ | $\frac{54,07}{53,98}$ | $\frac{54,26}{54,15}$ |
| 0,15 | $\frac{39,56}{39,69}$ | $\frac{39,81}{39,91}$ | $\frac{40,14}{40,13}$ | $\frac{40,47}{40,35}$ | $\frac{40,70}{40,57}$ |
| 0,20 | $\frac{30,39}{30,54}$ | $\frac{30,68}{30,80}$ | $\frac{31,08}{31,06}$ | $\frac{31,46}{31,32}$ | $\frac{31,74}{31,57}$ |
| 0,25 | $\frac{23,63}{23,79}$ | $\frac{23,96}{24,08}$ | $\frac{24,40}{24,37}$ | $\frac{24,83}{24,66}$ | $\frac{25,13}{24,95}$ |

Сравнение интерполированных значений с результатами численного решения задачи Коши показывает, что формулы (11) дают приемлемую точность расчёта как для скорости так и для радиуса вектора.

Таблица 4 – Значения $R(t)$, полученные путём численного интегрирования системы (1) (числители) и по интерполяционным формулам (11) (знаменатели) для различных углов истечения

| t, c | θ_0 | | | | |
|--------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | -60^0 | -30^0 | 0^0 | 30^0 | 60^0 |
| 0,02 | $\frac{2,31}{2,31}$ | $\frac{2,31}{2,31}$ | $\frac{2,31}{2,31}$ | $\frac{2,31}{2,31}$ | $\frac{2,31}{2,31}$ |
| 0,05 | $\frac{4,97}{4,98}$ | $\frac{4,98}{4,98}$ | $\frac{4,98}{4,98}$ | $\frac{4,99}{4,99}$ | $\frac{4,99}{4,99}$ |
| 0,10 | $\frac{8,18}{8,19}$ | $\frac{8,19}{8,20}$ | $\frac{8,20}{8,20}$ | $\frac{8,22}{8,21}$ | $\frac{8,23}{8,22}$ |
| 0,15 | $\frac{10,47}{10,49}$ | $\frac{10,50}{10,51}$ | $\frac{10,53}{10,53}$ | $\frac{10,55}{10,54}$ | $\frac{10,58}{10,56}$ |
| 0,20 | $\frac{12,21}{12,24}$ | $\frac{12,25}{12,27}$ | $\frac{12,29}{12,29}$ | $\frac{12,34}{12,32}$ | $\frac{12,37}{12,34}$ |
| 0,25 | $\frac{13,55}{13,60}$ | $\frac{13,60}{13,63}$ | $\frac{13,67}{13,67}$ | $\frac{13,74}{13,71}$ | $\frac{13,79}{13,74}$ |

Выводы. Работа подтвердила возможность двухсторонних аналитических оценок величин скорости и радиус-вектора на плоской траектории полёта капли без численного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений. Применение интерполяционных формул позволяет с приемлемой точностью вычислять параметры полёта капли, вылетающей под произвольным углом к горизонту.

Список литературы: 1. *Ольшанский В.П., Ольшанский С.В., Ларін О.М., Фомін Є.М.* Балістика крапель розпиленних вогнегасних рідин. – Біла Церква, 2006. – 124 с. 2. *Кучеренко С.І., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М.* Моделювання польоту крапель, які випаровуються при русі в газі. – Харків: Едена, 2006.–204 с. 3. *Севриков В.В., Карпенко В.А., Севриков І.В.* Автоматические быстродействующие системы пожарной защиты. – Севастополь: Сев. ГТУ, 1996. – 260 с. 4. *Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* Нижняя оценка дальности полёта испаряющихся капель распылённых огнетушащих веществ // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА. – 2006. – Вип. 35. – с. 188 – 193. 5. *Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* О нелинейной модели падения испаряющейся капли, как материальной точки переменной массы // Механика и машиностроение. – 2006. – № 1. – С. 23-28. 6. *Абрамовиц А., Стиган И.* Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами). – М.: Наука, 1979. – 832с. 7. *Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* К расчёту предельной дальности подачи испаряющихся тонкораспылённых огнетушащих веществ установками импульсного пожаротушения // Пожаровзрыво-безопасность. – 2005. - № 4. – С. 67 – 70.

Поступила в редакцию 30.03.07

И. В. ПАРСАДАНОВ, д-р. техн. наук, **С. Ю. БЕЛИК**, асп. (г. Харьков)

ОЦЕНКА НАСОСНЫХ ПОТЕРЬ В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Розглянуто фактори, що впливають на насосні втрати дизеля з газотурбінним наддуванням. Проведені експериментальні дослідження та розроблена багатофакторна математична модель для оцінки впливу вище перелічених факторів на насосні втрати.

It is considered factors, influencing upon pumping losses of the diesel with boost. They are organized experimental studies and is designed many factors mathematical model for estimation above enumerated factor on pumping losses.

Технико-экономические показатели двигателей внутреннего сгорания во многом зависят от насосных потерь ($P_{НП}$), которые в современных дизелях могут достигать 30 % от суммарных механических потерь. Определение насосных потерь связано со сложными газодинамическими расчетами либо с не менее сложными измерениями давлений в цилиндре при впуске и выпуске. В связи с этим актуальной представляется задача оценки насосных потерь по данным измерений тех параметров дизеля, которые обычно определяются при испытаниях с последующим обобщением и систематизацией данных о насосных потерях в зависимости от влияющих режимных факторов.

Насосные потери обусловлены разницей в величинах работ воздуха за ход наполнения и газов за ход выталкивания. В дизеле с газотурбинным наддувом они связаны с параметрами наддува – давлением воздуха перед клапанами (P_S) и противодавлением на выпуске (P_T), а также с газодинамическими потерями во впускных и выпускных клапанах ($\Delta P_{КЛ}$), которые можно рассматривать как местные газодинамические сопротивления пропорциональные объемному расходу воздуха и газа на входе и выходе двигателя [1]:

$$P_{НП} = f(P_S, P_T, \Delta P_{КЛ}).$$

Значения P_S и P_T зависят от режима работы, и могут быть определены по результатам измерений параметров дизеля на различных режимах работы. Газодинамические потери в клапанах зависят главным образом от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n), кроме того, на $\Delta P_{КЛ}$ могут влиять степень сжатия (ϵ) и тепловая напряженность цикла, которую можно характеризовать отношением цикловой подачи топлива (q_H) к плотности воздуха на впуске (γ).

Цель исследований – определение исходных данных для проведения многофакторного анализа и оценки насосных потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом в зависимости от влияющих факторов.

Исследования проведены на развернутом дизеле 6ЧН13/11,5 и на его одноцилиндровом отсеке

Для получения многофакторной модели использован метод узловых точек [2]. Этот метод не ограничивает количество исследуемых факторов, и дает возможность визуальной оценки изменения многофакторных процессов в относительном виде, что создает оптимальные условия сочетания неформальных и формальных методов исследования.

В соответствии с методом узловых точек многомерная функция $y=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ рассматривается как функция, состоящая из n ветвей одномерных функций $f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_n)$. Разветвление этих функций происходит в особой точке, в которой численное значение зависимой переменной ($y=y_0$) есть общее для всех ветвей. Точку разветвления (y_0) условно называют узловой точкой. Характерной особенностью этой точки является то, что она позволяет “связать” одномерные (одnofакторные) функции в многофакторную модель.

Многомерная поверхность в соответствии с методом узловых точек может быть представлена в виде

$$\bar{P}_{mp} = \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (1)$$

Для того чтобы перейти от относительной величины \bar{P}_{mp} к общепринятой величине, достаточно правую часть выражения (1) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$\bar{P}_{mp} = P_{mp.o} \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (2)$$

Ориентированный граф многофакторной модели с учетом влияющих факторов представлен на рис. 1.

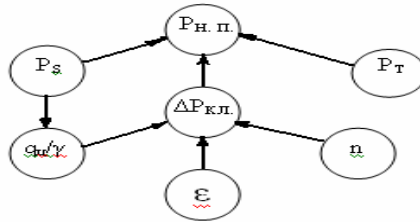


Рис. 1. Ориентированный граф многофакторной модели

В ходе подготовки эксперимента были выбраны пределы варьирования влияющих факторов:

- для частоты вращения коленчатого вала двигателя – $n=1300?2300$ мин⁻¹;
- для степени сжатия $\varepsilon=13,5?15,5$;
- для отношения цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске в цилиндр $q_{ц}/\gamma=(0,95?7,5) \cdot 10^5$ кг_{топли}/(кг/м³)_{возд.}

Зависимости газодинамических потерь в клапанах в относительном виде, полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на развернутом двигателе и одноцилиндровом отсеке, приведены на рис. 2.

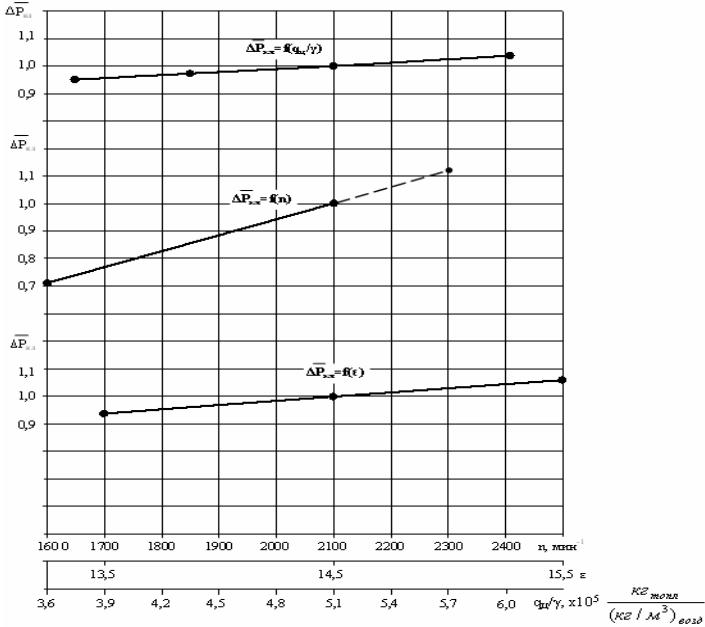


Рис. 2. Относительное изменение $\Delta \bar{P}_{КЛ}$ при различных уровнях исследованных факторов

Как видно из графиков наибольшее влияние на газодинамические потери в клапанах оказывает частота вращения коленчатого вала двигателя. Повышение $\Delta P_{КЛ}$ с увеличением частоты вращения коленчатого вала связано с увеличением гидравлических сопротивлений, вследствие повышения скорости потока воздуха на впуске и отработавших газов на выпуске двигателя. Влияние степени сжатия определяется возрастанием среднего давления на выпуске. Влияние отношения цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске незначительно, и обусловлено изменением температуры цикла. С повышением температуры уменьшается плотность газа в цилиндре двигателя, что приводит к возрастанию скорости истечения и, как следствие, к увеличению гидравлических сопротивлений.

В результате аппроксимации опытных данных для n , ϵ , и $q_{ц}/\gamma$ получены следующие зависимости:

$$\Delta \bar{P}_{КЛ} = 0,0006 \cdot n - 0,212, \quad (3)$$

$$\Delta \bar{P}_{КЛ} = 0,0615 \cdot \epsilon + 0,1079, \quad (4)$$

$$\overline{\Delta P}_{КЛ.} = 0,0381 \cdot q_{ц} / \gamma + 0,8077 \cdot \quad (5)$$

Выражения (3), (4), (5) и принятый метод обработки экспериментальных данных позволяют получить аналитическую многофакторную модель для определения насосных потерь в дизеле с газотурбинным наддувом, при различных уровнях влияющих факторов:

$$P_{н.п.} = [P_T - P_S] + [0,707 \cdot (0,0006 \cdot n - 0,212) \cdot (0,0615 \cdot \varepsilon + 0,1079) \cdot (0,0381 \cdot q_{ц} / \gamma + 0,8077)]$$

Характерной особенностью полученной модели и её графического представления (рис. 3) является то, что в узловой точке при $n=2100 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon=14,5$, $q_{ц}/\gamma=5,1 \cdot 10^5 \text{ кг}_{\text{топл}}/(\text{кг}/\text{м}^3)_{\text{возд}}$ значение $\overline{\Delta P}_{КЛ.} = 1$.

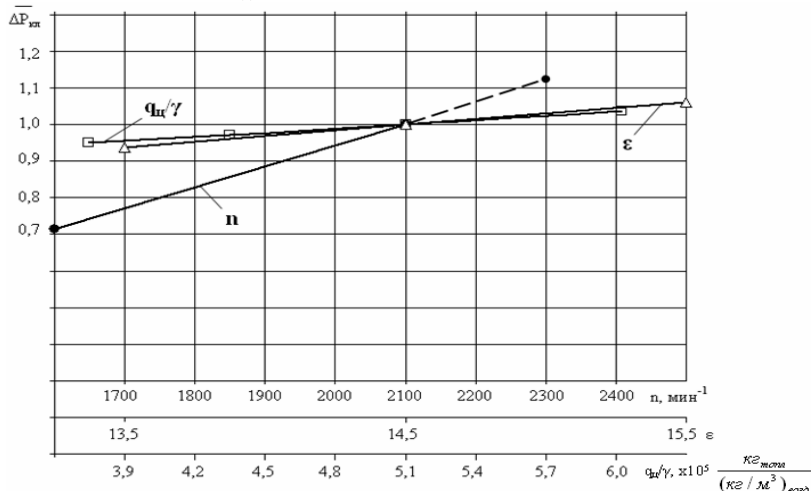


Рис. 3. Графическое изображение многофакторной модели

Численное значение $\overline{\Delta P}_{КЛ.}$ в узловой точке по данным исследований на одноцилиндровом двигателе составило 0,707 МПа.

Выводы: 1. Для автотракторного дизеля 6ЧН 13/11,5 с газотурбинным наддувом получены исходные данные, проведен многофакторный анализ и дана оценка насосных потерь. 2. Предложенная аналитическая модель, позволяет определять насосные потери при различных сочетаниях влияющих факторов на любом из режимов работы двигателя и проводить сравнительный анализ насосных потерь для различных модификаций двигателей этого типа.

Список литературы: 1. Разлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом // Двигатели внутреннего сгорания, Вып. 3.– 1966.– 9 – 12. 2. Федорев В. А., Парсаданов И. В. Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля // Двигателестроение, 1988.–№ 1.– с. 3–5.

Поступила в редакцию 20.06.07

Е. В. ПЕЛЕШКО, А. Ю. ВАСИЛЬЕВ,
Г.Д. ГРИЦЕНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”,
С.Т. БРУЛЬ, Центральное Бронетанковое управление Вооружения
Главного управления логистики Командования сил поддержки
Вооруженных Сил Украины, **Е.П. ПОНОМАРЕВ**, ОАО “ХТЗ”

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ КОРПУСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Представлено результати розрахунково-експериментальних досліджень макетів корпусів бронетранспортера БТР-80 та тягача МТ-ЛБ. Визначено раціональні параметри скінченно-елементних моделей корпусів транспортних засобів спеціального призначення для дослідження напружено-деформованого стану.

The results of computational and experimental researches of models of hulls of the armoured troop-carrier BTR-80 and tractor MT-LB are presented. The rational parameters of finite-elements models of hulls of transport vehicles of the special setting for research of their stressed-deformed state are determined.

Введение. Процесс исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) корпусов транспортных средств специального назначения [1-4] сдерживается во многих случаях неопределенностью на этапе построения их конечно-элементных моделей (КЭМ), а именно необходимостью объективного обоснования применимости тех или иных типов конечных элементов (КЭ), установления тех или иных их средних размеров, а также распределением зон сгущения-разрежения конечно-элементных сеток. Как указывается в работе [5], метод конечных элементов (МКЭ) при определенных условиях дает сходимость получаемых результатов моделирования НДС к точному. Существуют асимптотические оценки погрешности конечно-элементного моделирования, однако внутренними средствами МКЭ нельзя полностью решить проблему определения параметров конечно-элементной модели, которая обеспечивает заданную точность НДС. Для решения этой задачи можно привлечь метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем [6, 7], определив в качестве искомого варьируемого обобщенного параметра саму конечно-элементную модель, а в качестве критерия – требуемую точность моделирования НДС.

Основы расчетно-экспериментальной технологии, формализующей процесс построения адекватных, достоверных и точных КЭМ на основе параллельного и взаимовлияющего осуществления процессов численного и экспериментального исследований, изложены в работах [1-4, 6-9]. Однако во многих случаях применение этой технологии напрямую затруднено, поскольку физическая модель исследуемого объекта отсутствует, например, на начальных этапах проектирования новых машин или модернизации существующих конструкций, а также в случае неудобства или невозможности экспериментального исследования натурального объекта. Такая ситуация возникает, например, при определении параметров КЭМ проек-

тируемых корпусов транспортных средств специального назначения. Эти модели используются для определения реакции корпуса на динамическое и импульсное воздействие при движении по местности, при производстве выстрелов и при различных видах опирания на элементы подвески. В таких случаях предлагается выделять типичные конструкции корпусов, изготавливать макеты наиболее нагруженных и ответственных частей конструкции и проводить весь цикл расчетно-экспериментальных исследований этих макетных образцов.

Предметом анализа в данной статье является расчетно-экспериментальное исследование фрагментов корпусов бронетранспортера БТР-80 и многоцелевого тягача МТ-ЛБ. Эти боевые машины являются типичными представителями многочисленных семейств бронетранспортеров (БТР-60, БТР-70, БТР-80, БТР-90, БТР-94, БТР-3, БТР-4) и многоцелевых шасси МТ-ЛБ (тягачи, бронетранспортеры, ракетные установки, самоходные гаубицы). Исследование НДС их корпусов является достаточно актуальной и важной задачей, являющейся составным этапом модернизации и проектирования боевых машин нового поколения.

Методика и результаты исследований. Наиболее нагруженной частью корпусов боевых легкобронированных машин, оснащенных современным боевым модулем с размещенными в нем скорострельными артиллерийскими пушками, является верхняя часть. Подбашенный лист, верх моторно-трансмиссионного отделения, боковые, задние и передние листы образуют верхний пояс корпуса, представляющий сварную пространственную тонколистовую конструкцию.



На рис. 1 представлены макеты верхних частей бронекорпусов БТР-80 и МТ-ЛБ. Поскольку в процессе эксплуатации и боевого применения эти части корпусов подвергаются высокочастотному нагружению, для их КЭМ важной характеристикой является достаточно точное соответствие динамических характеристик физической и конечно-элементной моделей. С этой целью было проведено расчетно-экспериментальное исследование макетов фрагментов корпусов.

В процессе экспериментального исследования на специальном стенде (рис. 2) с применением регистрирующего датчика, анализатора спектра вибраций, стенда генератора колебаний и генератора

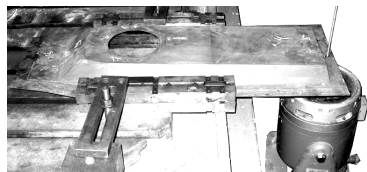


Рис.2. Закрепление макета на стенде

сигналов Г3-120 (рис. 3) возбуждались и фиксировались колебания.



На рис. 4-7 представлены собственные частоты (СЧ) и собственные формы колебаний (СФК) макета корпуса БТР-80 и МТ-ЛБ.

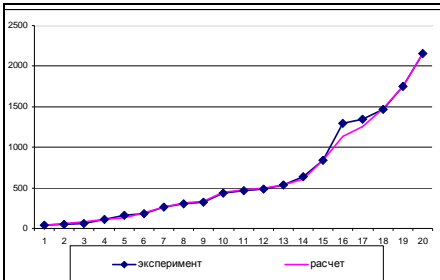


Рис. 4. Сравнение некоторых собственных частот макета МТ-ЛБ (Гц), полученных экспериментальным и расчетным путем

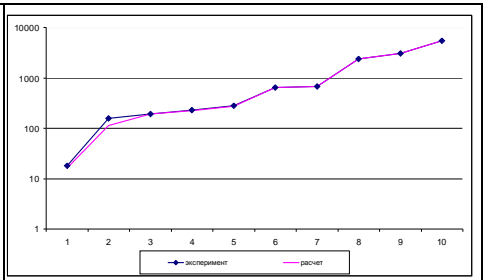


Рис. 5. Сравнение некоторых собственных частот макета БТР-80 (Гц), полученных экспериментальным и расчетным путем

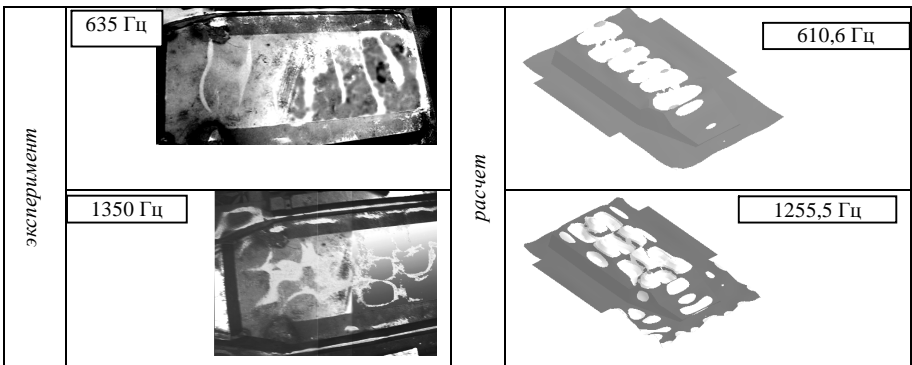


Рис. 6. Сравнение собственных форм колебаний макета МТ-ЛБ, полученных экспериментальным и расчетным путем

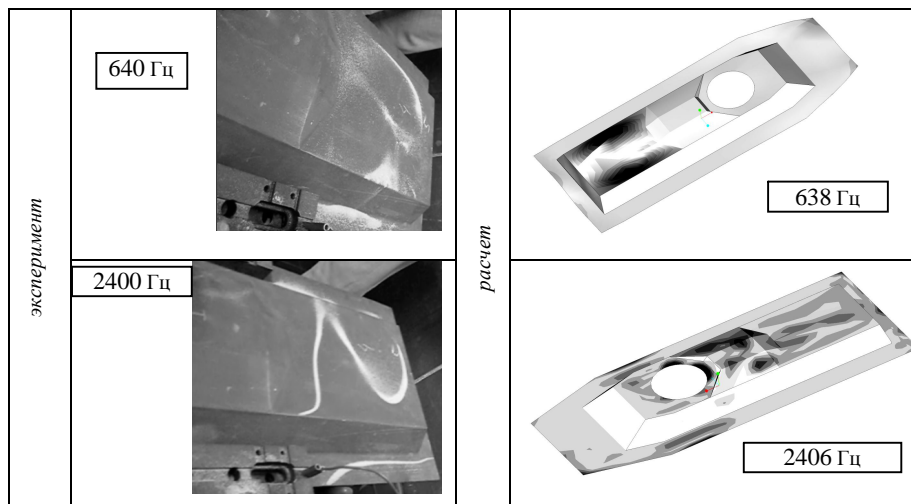


Рис. 7. Сравнение собственных форм колебаний макета БТР-80, полученных экспериментальным и расчетным путем

В диапазоне 20 Гц \pm 5кГц зафиксировано соответственно десятки СЧ и СФК, что свидетельствует о достаточно плотном спектре и разнообразии форм колебаний объектов исследований. Следовательно, верхнюю часть корпусов БТР-80, МТ-ЛБ и других аналогичных машин рекомендуется моделировать достаточно густой сеткой конечных элементов без зон сильного разрежения конечно-элементной сетки. Собственно, параметры этой сетки можно определить по результатам соответствующего численного моделирования.

Численное определение СЧ и СФК макетов фрагментов корпусов БТР-80 и МТ-ЛБ осуществлялось на КЭМ с варьируемым числом конечных элементов типа Shell. При сравнении этих спектров между собой и с экспериментально полученными можно заметить, что уже начиная с числа узлов 5000 (БТР-80) и 4000 (МТ-ЛБ) существенного уточнения нижних собственных частот не происходит, а отличие от экспериментально полученных частот не превышает 10%.

На рис. 8 представлены соответствующие конечно-элементные модели. В дальнейшем именно такие параметры пластинчатых конечно-элементных моделей будут использованы для дискретизации верхних частей корпусов легкобронированных боевых машин.

Закключение. В статье описаны результаты расчетно-экспериментального определения параметров конечно-элементных моделей корпусов легкобронированных боевых машин на примере бронетранспортера БТР-80 и многоцелевого тягача МТ-ЛБ. В процессе исследований установлены параметры конечно-элементных разбивок верхних частей корпусов, обеспечивающих определение собственных частот колебаний с погрешностью не вы-

ше 10%. В процессе дальнейших исследований планируется использовать полученные параметры КЭМ для анализа динамических процессов в корпусах легкобронированных машин и разработки рекомендаций по их проектированию для обеспечения заданных тактико-технических характеристик.

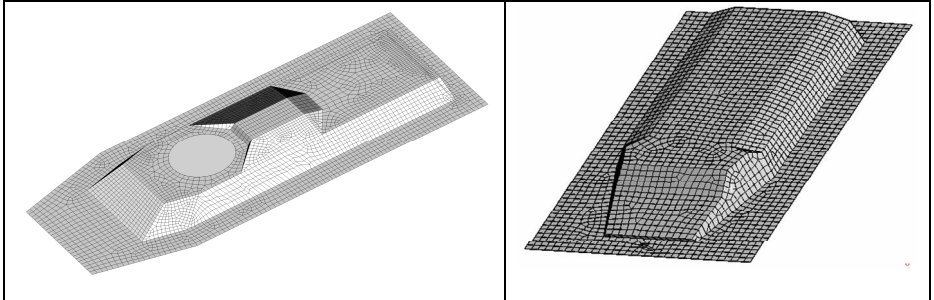


Рис. 8. Конечно-элементные модели корпусов БТР-80 и МТ-ЛБ, обеспечивающие погрешность в определении СЧ не более 10%

Список литературы: 1. Пелешко Е.В., Ткачук Н.Н., Гриценко Г.Д., Ткачук Н.А. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем // Вісник НТУ „ХПИ”. Тем. вип.: “Машинознавство і САПР” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2007. – № 3. – С.101-117. 2. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глуценко Э.В., Ткачук А.В. Программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов сложных механических систем // Вісник НТУ „ХПИ”. Тем. вип.: “Динаміка і міцність машин”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – № 31. – С.154-165. 3. Васильев А.Ю., Мартыненко А.В., Шаталов О.Е. Пелешко Е.В., Назарова О.П. Комплексный подход к модернизации корпусов легкобронированных машин с использованием современных программных комплексов – Праці Таврійської державної агротехнічної академії – Мелітополь: ТДАТА. – 2005. – № 26. – С.169-174. 4. Васильев А.Ю., Малакей А.Н., Пелешко Е.В., Шаталов О.Е. К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2004.– №1. – С.46-55. 5. Зенкевич. О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 6. Пелешко Е.В. Применение обобщенно-параметрического подхода к анализу корпусов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2005 – №1. – С.83-87. 7. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 8. Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – 2002. – №1. – С.6-13. 9. Ткачук Н.А., Пономарев Е.П., Медведева А.В., Миргородский Ю.Я., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д. Определение рациональных параметров элементов механических систем // Механіка та машинобудування. – 2001.– №1,2. – С.308-314.

Поступила в редколлегию 25.09.2007

А.П. ПОЛИВЯНЧУК, канд. техн. наук, *Е.Ю. ЩЕПАК*,
Е.Ю. ТИТОВА (г. Луганск)

ИССЛЕДОВАНИЕ СТЕПЕНИ ТОКСИЧНОСТИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ВЫБРОСЫ КОТОРЫХ НОРМИРУЮТСЯ ЕВРОПЕЙСКИМИ ЭКОЛОГИЧЕСКИМИ СТАНДАРТАМИ

Досліджено внесок в сумарну токсичність відпрацьованих газів транспортних двигунів шкідливих речовин, що нормуються: монооксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту та твердих частинок. Проведено оцінку ступеню токсичності кожної речовини на основі запропонованої методики та європейських екологічних норм EURO.

The research are carried out to integral toxicity of exhaust gases of transport engines of standardized harmful materials is explored: monooxide carboneum, hydrocarbons, nitrogen oxide and particles. The degree of toxicity of each material estimated on the basis of the suggested procedure and European ecological norms EURO.

Введение. Сегодня высокую актуальность имеет задача снижения токсичности отработавших газов (ОГ) транспортных силовых установок. При этом основное внимание уделяется уменьшению содержания в ОГ вредных веществ, выбросы которых нормируются международными экологическими стандартами. К таким веществам относятся: газообразные компоненты – монооксид углерода CO, углеводороды CH, оксиды азота NO_x, а также твердые частицы (ТЧ) (нормы выбросов ТЧ применяются для дизельных двигателей). Каждое из названных веществ вносит свой индивидуальный вклад в суммарную токсичность ОГ двигателя, который необходимо учитывать при разработке мероприятий по обеспечению экологической безопасности транспортных ДВС.

Постановка задачи. Целью данной работы является сравнительная оценка индивидуальных вкладов в суммарную токсичность ОГ вредных веществ, выбросы которых нормируются европейскими экологическими стандартами – нормами EURO. В качестве исходных данных для проведения такой оценки используются: а) нормы удельных выбросов вредных веществ легковыми автомобилями (л/а) – e' (табл. 1) [1]; данные выбросы контролируются в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН R-83 на стенде с беговыми барабанами и имеют размерность г/км; б) нормы удельных выбросов вредных веществ дизельными грузовыми автомобилями (г/а) и автобусами – e'' (табл. 2) [1]; данные выбросы контролируются в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН R-49 на тормозном стенде и имеют размерность г/кВт*час.

Методика оценки степени токсичности вредных веществ, выбрасываемых с ОГ двигателей. Индивидуальный вклад в суммарную токсичность ОГ двигателя или степень токсичности вещества – R представляет собой до-

лю вреда наносимого ОГ окружающей среде, обусловленного рассматриваемым веществом.

Таблица 1

Европейские нормы выбросов вредных веществ л/а

| Норматив | Год введения | Удельные выбросы e' , г/км | | | |
|----------|--------------|------------------------------|--------------|-----------------|-------|
| | | СО | СН | NO _x | ТЧ |
| EURO-I | 1993 | <u>2,72</u> | <u>0,97*</u> | | ----- |
| | | 2,72 | 0,97* | | 0,14 |
| EURO-II | 1996 | <u>2,20</u> | <u>0,50*</u> | | ----- |
| | | 1,00 | 0,67* | | 0,08 |
| EURO-III | 2000 | <u>1,50</u> | <u>0,17</u> | <u>0,14</u> | ----- |
| | | 0,60 | 0,06 | 0,50 | 0,05 |
| EURO-IV | 2005 | <u>0,70</u> | <u>0,08</u> | <u>0,07</u> | ----- |
| | | 0,47 | 0,05 | 0,25 | 0,025 |

Примечания: 1. * СН + NO_x. 2. Числитель/знаменатель – бензиновые/дизели.

Таблица 2

Европейские нормы выбросов вредных веществ г/а и автобусами

| Норматив | Год введения | Удельные выбросы e'' , г/кВт*час | | | |
|----------|--------------|------------------------------------|------|-----------------|------|
| | | СО | СН | NO _x | ТЧ |
| EURO-I | 1993 | 4,5 | 1,1 | 8,0 | 0,36 |
| EURO-II | 1996 | 4,0 | 1,1 | 7,0 | 0,15 |
| EURO-III | 2000 | 2,1 | 0,66 | 5,0 | 0,10 |
| EURO-IV | 2005 | 1,5 | 0,46 | 3,5 | 0,02 |
| EURO-V | 2008 | 1,5 | 0,25 | 2,0 | 0,02 |

Величина R определяется на основе показателя приведенного удельного выброса вредных веществ, который позволяет привести выбросы всех токсичных компонентов ОГ к одному (условному) веществу с учетом относительной агрессивности каждого компонента. При этом в качестве условного вещества принимается монооксид углерода – СО. В соответствии с рекомендациями [2] приведенный удельный выброс вредных веществ двигателя E_{Σ} определяется следующим образом:

$$E_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n A_i \cdot e_i ,$$

где n – количество вредных веществ; E_i – приведенный удельный выброс i -го компонента; A_i – показатель относительной агрессивности i -го компонента, усл. г/г; e_i – удельный выброс i -го компонента: для л/а - $e_i = e_i'$, г/км (см. табл. 1); для г/а и автобусов $e_i = e_i''$, г/кВт*час (см. табл. 2).

При вычислениях E_i величины A_i следует принимать равными: для CO – $A_{CO} = 1$; для CH – $A_{CH} = 3,16$; для NO_x – $A_{NO_x} = 41,1$; для ТЧ – $A_{ТЧ} = 200$ [3]. Размерность величины E_{Σ} : при рассмотрении выбросов вредных веществ л/а – усл. г/км; г/а и автобусами – усл. г/кВт*час. Степень токсичности i -го компонента - R_i вычисляется как отношение величин E_i и E_{Σ} [2]:

$$R_i = \frac{E_i}{E_{\Sigma}} \cdot 100\% .$$

Следует отметить, что в отношении л/а данная методика применима только для норм EURO III и EURO-IV, которыми предусматривается раздельное измерение выбросов CH и NO_x (см. табл. 1).

Результаты исследований и их анализ. На основе приведенной методики и экологических норм EURO проведены вычисления степени токсичности R_i для каждого вредного вещества (рис., табл. 3).

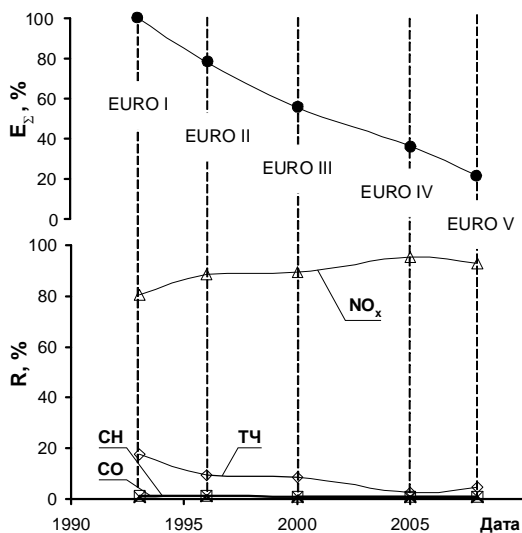


Рис. Динамика изменения приведенного удельного выброса E_{Σ} и степеней токсичности вредных веществ R_i для г/а и автобусов

Результаты вычислений показывают: а) на сегодняшний день (в период действия норм EURO-IV) наибольшую степень токсичности в ОГ всех рассматриваемых двигателей имеют оксиды азота; величина R_{NO_x} существенно

превышает степени токсичности других веществ и составляет 65...95%; б) в бензиновых л/а весомый вклад в суммарную токсичность ОГ вносят СО и СН ($R_{CO} = 18\%$, $R_{CH} = 7\%$); в) в дизельных л/а высокую степень токсичности имеют ТЧ ($R_{ТЧ} = 31\%$), в то время, как СО и СН имеют незначительную степень токсичности ($R_{CO} = 3\%$, $R_{CH} = 1\%$); в дизельных г/а и автобусах степень токсичности СО, СН и ТЧ не значительна и не превышает 3% ($R_{CO} = R_{CH} = 1\%$, $R_{ТЧ} = 3\%$); характерно, что степень токсичности ТЧ удалось резко снизить в результате введения жестких норм EURO-IV; г) с изменением требований экологических стандартов значения R_i также изменяются, но характер их распределения остается прежним; д) при переходе от норм EURO-I (1993 г.) к нормам EURO-IV (2005 г.) токсичность ОГ г/а и автобусов снизилась на 63%, т.е. в 2,7 раза (см. рис. 1); с введением норм EURO-V она уменьшится еще на 15% (в основном за счет снижения выбросов NO_x).

Таблица 3

Результаты вычислений степеней токсичности вредных веществ для л/а

| Норматив | Степень токсичности R, % | | | |
|----------|--------------------------|----------|-----------|-----|
| | СО | СН | NO_x | ТЧ |
| EURO-III | <u>19</u> | <u>7</u> | <u>74</u> | --- |
| | 2 | 1 | 65 | 32 |
| EURO-IV | <u>18</u> | <u>7</u> | <u>75</u> | --- |
| | 3 | 1 | 65 | 31 |

Примечание. Числитель/знаменатель – бензиновые/дизели.

Выводы. Исследования показали, что для различных типов транспортных двигателей характерны свои степени токсичности веществ СО, СН, NO_x и ТЧ. Так, на сегодняшний день в бензиновых л/а наибольшей степенью токсичности обладают NO_x ($R_{NO_x} = 75\%$), но вклад СО и СН в суммарную токсичность ОГ также весом ($R_{CO} = 18\%$, $R_{CH} = 7\%$). В дизельных л/а значительными являются степени токсичности NO_x и ТЧ ($R_{NO_x} = 65\%$; $R_{ТЧ} = 31\%$), на их фоне токсичность СО и СН не существенна ($R_{CO} = 3\%$, $R_{CH} = 1\%$). В дизельных г/а и автобусах токсичность ОГ почти полностью приходится на NO_x ($R_{NO_x} = 95\%$), значения R для других компонентов невелики ($R_{CO} = R_{CH} = 1\%$, $R_{ТЧ} = 3\%$).

Список литературы: 1. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология: Уч. для вузов / Под ред. Луканина В.Н. – М.: Высш. шк., 2001. – 273 с. 2. Кутенев В.Ф., Звонов В.А., Корнилов Г.С. Проблемы экологии автотранспорта в России. «Экология двигателя и автомобиля»: Сб. науч. тр. – М.: НАМИ, 1998. – С.3–11. 3. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Уч. пособие / Звонов В.А., Заиграев Л.С. и др. / Под ред. Звонова В.А. – Луганск: СНУ им. В. Даля, 2004. - 268 с.

Поступила в редколлегию 12.04.07

В.О. ПИЛЬОВ, д-р. техн. наук,

Т.К. ПИЛЬОВА, канд. техн. наук, НТУ „ХПІ” (г. Харків)

ЕФЕКТИВНЕ ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНОЇ ПРОГРАМИ ТЕСТОВОГО КОНТРОЛЮ ЗНАТЬ СТУДЕНТІВ

Здійснено аналіз загальних методичних підходів перевірки рівня знань за допомогою тестових програм. Запропоновано та реалізовано спеціальні функціональні можливості програми тестування за закритим завданням, які націлені на підвищення якості підготовки студентів. Удосконалено методику проектування тестів із заданим рівнем достовірності оцінювання рівня знань за національною системою та системою ECTS.

The analysis of the communal methodical approaches of check of a level of knowledge is carried out through test programmes. Are proposed and the special functional capabilities of the exerciser on to the closed task are realised, which one are aimed at rise of a level of opening-up of the students. The procedure of designing of the tests of a given level of veracity of an evaluation of a level of knowledge on the four-ball system and ECTS system is advanced.

У зв'язку з приєднанням України до Болонської декларації, застосуванням у вищих навчальних закладах кредитно-модульної системи, підвищенням вимог до якості освіти суттєво зростає роль використання сучасних інформаційних технологій в навчальному процесі. Одне з важливіших місць при цьому займає задача розробки та найширшого використання методів формалізованого контролю знань студентів на основі застосування ефективних комп'ютерних програм та педагогічних тестів за повною сукупністю навчальних дисциплін кожної спеціальності [1,2]. Розв'язання поставленої задачі відповідно до новітньої концепції навчання повинно здійснюватись з урахуванням досягнення вимог:

- забезпечення глибоких стійких знань;
- розвитку творчих здібностей;
- посилення складової самостійної роботи;
- підсилення мотивації навчання;
- можливої трансформації програми тестування в навчальну, для формування потрібних об'ємів знань та вмінь;
- реалізацію механізму адекватного оцінювання результату педагогічного тестування.

Педагогічний тест зазвичай складається з розробленої сукупності завдань відповідно до необхідних об'ємів знань та вмінь, досягнення яких є метою певної навчальної дисципліни. Самі завдання можуть мати різну типологію сутності, за якою вони розподіляються наступним чином [3,4]:

1. Завдання на вибір відповіді, так зване закрите завдання. Тут до кожного поставленого запитання студенту пропонується декілька варіантів відповідей, перелік яких має лише одну правдиву. Задачею є вибір цієї відповіді. Змінювати своє рішення заборонено.

2. Доповнення ствердження – відкрите завдання. Студенту надається стверджувальне речення з пропуском його частини. Задачею є заповнення пропуску належними ключовими словами.

3. Завдання на знаходження відповідності, коли студенту надаються дві групи лексем за навчальною дисципліною, між якими є логічні зв'язки. Задачею є знаходження цих зв'язків.

4. Завдання на встановлення послідовності. Тут студенту ставиться задача та пропонується перелік дій для її розв'язання. Необхідно вказати на вірну послідовність наданих дій – здійснити розробку алгоритму.

5. Тести, де виконання контрольного завдання потребує від студента самостійного формування відповіді на поставлене питання. Виконання такого тесту є можливим лише тоді, коли студент володіє предметом, синтаксисом і семантикою навчальної дисципліни.

Зрозуміло, що перші три типи тестових завдань передбачають перевірку знань, а останні два – знань та вмінь студента.

Незалежно від форми певного педагогічного тестового завдання якість його виконання оцінюється за двобальною шкалою: „правда” – 1; „неправда” – 0. При цьому результат використання наданої множини тестових завдань оцінюється сумою набраних балів. Надалі ця сума за належним алгоритмом перераховується до певної шкали оцінювання знань, наприклад, Європейської кредитно-трансферної системи (ECTS): „відмінно” – А; „дуже добре” – В; „добре” – С; „задовільно” – D; „достатньо” – Е; „не здано” – FХ або F.

Формальна логіка досягнення кількісного результату за довільною програмою тестування безпосередньо не впливає на забезпечення означених вище вимог концепції сучасного навчання. Водночас ясно, що досягнення вказаних вимог є можливим шляхом розширення структури, алгоритму та інтерфейсу програми тестування для реалізації спеціальних функціональних її можливостей.

Відповідно до вказаного, задачею даної роботи є розробка розширених функціональних можливостей комп'ютерної програми педагогічного тестування з метою забезпечення сукупності вимог новітньої концепції навчання.

Розподілимо сукупну умовну множину розширених функціональних можливостей програми тестування на функції доступу викладача, функції для використання студентом та спільні функції викладача та студента.

Необхідною умовою досягнення глибоких стійких знань, розвитку творчих здібностей студентів засобами програми тестування є надання викладачеві можливості реалізації усіх типів тестових завдань. Загальноприйнятим, найбільш розповсюдженим на сьогодні є тест за закритим завданням.

Реалізація відкритого завдання за комп'ютерними технологіями викликає значні труднощі, в першу чергу пов'язані з безперечним урахуванням в базі даних повної кількості синонімів очікуваного ключового слова. Практична розробка таких завдань пов'язана з унеможливленням негативної реакції системи на подану студентом правдиву відповідь.

Найпростіший шлях використання стверджувальних речень з пропуском

певних частин – це їх зведення до типу закритого завдання. У такому випадку для закритих завдань і завдань на вибір ключового слова маємо реляційну базу даних з відношеннями єдиної структури та обробку результатів за загальним алгоритмом. Таким чином, можливим стає створення бази даних за достатнім об'ємом знань навчальної дисципліни. Основне вікно розробленої нами програми педагогічного тестування „Pedagogical test” з панеллю закритого завдання 1 подано на рис.1.

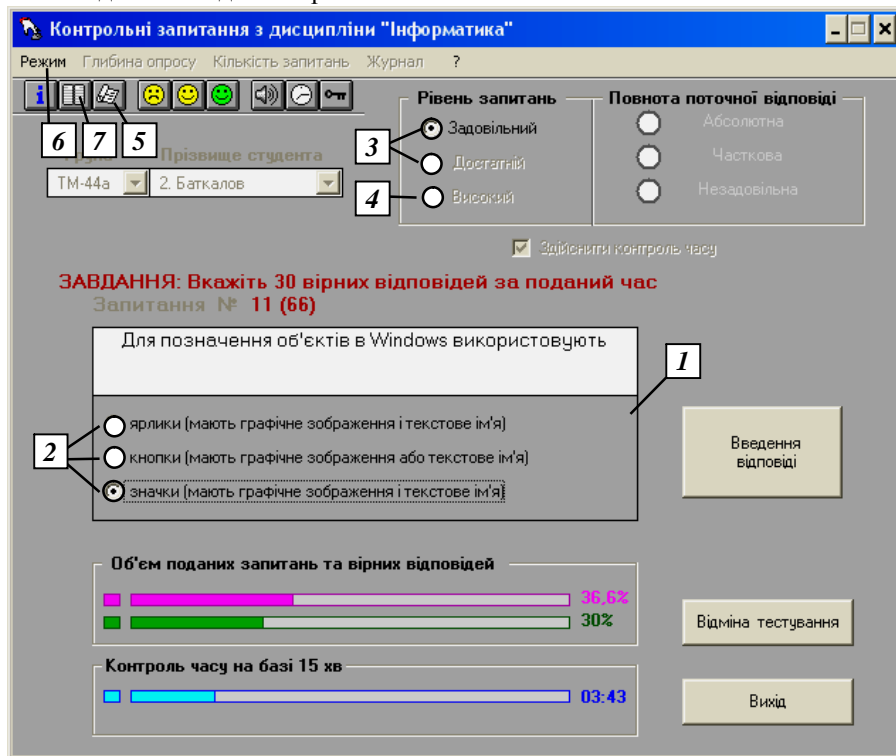


Рис. 1 – Основне вікно програми педагогічного тестування

Можна показати, що завдання на знаходження відповідності частково можливо звести до типу закритого завдання з невідомою кількістю правдивих відповідей. Для тесту на знаходження відповідності перемикачі 2 стандартного вікна Windows в такому разі замінюються на прапорці. Загальний двобальний принцип оцінки результату за різними типами тестових завдань не є правомірним. Тому перехід до завдання на знаходження відповідності здійснюється за перемикачем рівня 3.

Тести на встановлення послідовності та самостійного формування відповіді потребують творчого мислення студента. Подальший розвиток систе-

ми в цьому напрямку передбачає наявність перемикача 4.

Усі наведені підходи впроваджуються під час розробки програми. З іншого боку, досягнення глибоких стійких знань реалізується саме в процесі функціонування системи викладач – комп'ютерна програма – студент. При цьому в залежності від рівня підготовленості студентської групи чи окремого студента, складності певного лекційного матеріалу чи практичних занять, педагогічної майстерності викладачів засвоєння матеріалу наданої навчальної дисципліни у загальному випадку є різнорівневим. Саме тому викладач повинен мати механізми впливу на структуру тестових завдань, у тому числі – з урахуванням результатів попередніх тестувань. Аналіз усіх виконаних тестів студентами групи здійснюється за звертанням до повнотекстової бази даних результатів (кнопка 5). Для впливу викладача на змістовність тестового завдання формування останнього реалізовано за структурою рис 2.

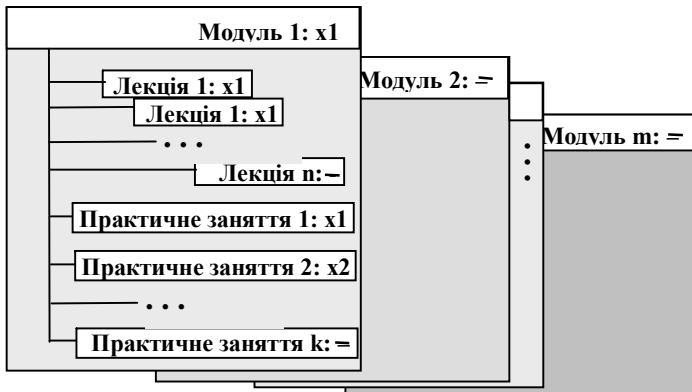


Рис. 2 – Формалізована структура тестових завдань:
x – кратне підключення блоків завдань
— – відключення блоків

Важливо, що при цьому функціональні можливості системи дозволяють викладачу підключити чи відключити блоки завдань певних лекцій або практичних занять щодо кожного окремого модуля. При необхідності запитання можна подати за кратним їх повторенням.

Функціональні можливості, що доступні студенту, на відміну від програм типу [1,5], коли вікна роботи студента і викладача розмежовані, в розробленій програмі максимально об'єднані. Це дозволяє студенту здійснювати самооцінку знань за повнотекстовою базою даних результатів (кнопка 5), обирати певний модуль, сукупність модулів, кількість запитань вибіркового випадкового контролю або повну їх базу для самоконтролю знань (меню 6), використовувати програму як навчальну за докладним машинним аналізом виконаного тесту (кнопка 7).

Мотивації стабільного засвоєння знань протягом вивчення дисципліни

сприяє безперервний контроль середнього балу за усіма тестуваннями. Окрім цього, важливим елементом підсилення мотивації навчання є можливість використання програми із залученням елементів гри. До цих елементів віднесено контроль часу виконання тесту, надання очок за швидкість розв'язання завдання, забезпечення переходу на більш високі рівні тестування (перемикачі 3,4) за умови позитивного результату тесту попереднього рівня.

Досвід експлуатації програми в навчальному процесі свідчить, що студенти мають високу зацікавленість в її практичному використанні.

Головною спільною функцією викладача та студента, яка обов'язково повинна бути залучена до кожної тестової програми, є реалізація чисельної оцінки адекватності отриманих результатів педагогічного тестування реальному рівню знань студента. Іншими словами для викладача важливою є інформація про ступінь завищення отриманого під час тестування результату від реального (ризик викладача), а для студента про те, на скільки отриманий результат може бути заниженим (ризик студента).

Основним показником педагогічного тесту за вибіркоким випадковим контролем є імовірність позитивного оцінювання знань $P(q)$ при заданому значенні індексу невідповідності студента q , що знаходиться в діапазоні $[0;1]$. Останній чисельно дорівнює відношенню кількості завдань, на які студент не знає відповіді, до загальної кількості завдань – D/N . В [5] для оцінки імовірності позитивного оцінювання знань використано вираз:

$$P(q) = \sum_{d=0}^{d=c} P_n(d), \quad (1)$$

де $P_n(d)$ – імовірність того, що у випадковій вибірці тестових завдань об'ємом n з'явиться d завдань, на котрі студент не знає відповіді;
 c – число бракування, що має значення в діапазоні $[0;n]$.

Тут результат тестування вважається позитивним при $d \leq c$, а значення $P_n(d)$ знаходять за гіпергеометричним розподілом з використанням комбінаторної функції сполучення C :

$$P_n(d) = C_D^d \cdot C_{N-D}^{n-d} / C_N^n. \quad (2)$$

При використанні бальною принципу оцінювання знань важливим є не тільки позитивність результату тестування, а й визначення якості набутих знань за наданою шкалою. Відповідно до такої шкали матимемо множину бракування

$$c = \{c_0, c_1, c_2, \dots, c_k\}, \quad c_0 = 0, \quad c_k = n, \quad (3)$$

де k – кількість рівнів оцінювання знань.

Тоді для i -го балу k -бальної шкали, на відміну від (1), маємо розрахун-

ковий вираз:

$$P_i(q) = \sum_{d=c_{i-1}}^{d=c_i} P_n(d) . \quad (4)$$

Виконані нами за виразами (2)-(4) розрахунки свідчать, що, наприклад, імовірність отримання оцінки „добре” за чотирибальною шкалою в процесі тестування при відповідному рівні підготовленості студента та при $N=30$, $n=15$ дорівнює $P(q)=0,78$, а при $N=60$ та $n=27$ – $P(q)= 0,87$, тобто маємо досить високі показники. Імовірність отримання оцінки „задовільно” тут є несуттєвою, а „відмінно” – відповідно 0,25 та 0,13. Таким чином перехід до другого тесту зменшує ризик викладача практично у 2 рази.

В табл. наведено аналогічні дані при $N=60$ та $n=27$ при отриманні студентом оцінок за шкалою ECTS. Кольором виділені дані, що відповідають рівню підготовленості „добре” за чотирибальною шкалою.

Таблица

Розподіл імовірностей отримання тестової оцінки при реальних рівнях знань

| | | Реальна підготовленість студента | | | | | | |
|-----------------|----|----------------------------------|------|------|------|------|------|---|
| | | A | B | C | D | E | FX | F |
| Отримана оцінка | A | 1 | 0,25 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | B | 0 | 0,74 | 0,20 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | C | 0 | 0,01 | 0,71 | 0,15 | 0 | 0 | 0 |
| | D | 0 | 0 | 0,09 | 0,70 | 0,09 | 0 | 0 |
| | E | 0 | 0 | 0 | 0,15 | 0,71 | 0,01 | 0 |
| | FX | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,20 | 0,74 | 0 |
| | F | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,25 | 1 |

Видно, що імовірності отримання позитивної оцінки за семибальною системою ECTS наближаються до чотирибальної національної системи тільки за умови подвоєння об’ємів бази даних тестових завдань та вибірки тесту.

У цілому можна зробити висновок, що використання запропонованої методики оцінки якості педагогічного тестування, поряд з іншими впровадженими функціональними можливостями системи, дозволяють викладачеві моделювати характеристики тесту в залежності від системи оцінювання знань та конкретної мети аудиторного або самостійного заняття.

Подальший напрям робіт пов’язаний з розробкою рекомендацій по зменшенню ризиків викладача й студента щодо оцінювання знань в процесі комп’ютерного педагогічного тестування.

Список літератури: 1. *Паращенко Л.* Тестові технології в роботі навчального закладу // Науковий світ. – 2006. – №5. – С. 6-10. 2. *Шахгельдян К.И., Садон Е.В.* Проблемы развития и внедрения системы тестирования в высшем учебном заведении. – 2006. – №2. – С. 28-40. 3. *Лазаренко Г.П.* Анализ адекватности механизма оценивания результатов педагогического тестирования // Известия вузов. Машиностроение. – 2001. – №4. – С. 81-83. 4. *Ланухов В.С.* Контролирующая тест-программа с элементами обучения // Техника машиностроения. – 2000. – №3. –С. 64-71. 5. *Лазаренко Г.П.* Тестовая программа для проверки знаний учащихся // Известия вузов. Машиностроение. – 2001. – №6. – С. 67-71.

Поступила до редколегії 07.11.07

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, **Т.В. МИРОШНИЧЕНКО**, магистр,
НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ОСТОВА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ

Запропонована математична модель коливань кістяка гусеничного трактора з урахуванням нелінійностей балансірної і торсіонної підвісок. Наведені навантажувальні характеристики підвісок можуть бути використані в складі уточненої математичної моделі.

The article presents mathematical model of caterpillar tractor frame oscillations with taking into account the nonlinearity of balancer and torsion suspensions. Loading characteristics of balancer and torsion suspensions can be used in precision mathematical model of caterpillar tractor.

При решении круга задач, связанных с обеспечением комфортных условий труда оператора, снижением динамических нагрузок в узлах и системах трактора возникает необходимость в реализации математической модели колебаний остова гусеничного трактора. В литературе достаточно подробно изложены основные допущения, которые принимаются при составлении математической модели вертикальных и продольно-угловых колебаний плоской системы [1, 2]. К ним относится и замена реальных упругих элементов подвески приведенными к оси катка упругими элементами с постоянной жесткостью. В связи с этим принимаемые допущения вносят погрешность в результаты расчетов и имитационных экспериментов.

Целью данного исследования является сопоставление результатов моделирования колебаний остова трактора с упругими элементами постоянной жесткости и упругими элементами с нагрузочными характеристиками, полученными в ходе лабораторных испытаний.

Математическая модель колебаний остова гусеничного трактора с учетом нелинейности характеристики подвески. Для сравнительного имитационного эксперимента в качестве объекта исследования был выбран трактор производства ОАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе» ХТЗ-181-07 со смешанной балансирно-торсионной подвеской (рис.1).

Предварительно в лабораторных условиях были сняты нагрузочные характеристики балансирной и торсионной подвесок трактора. В ходе снятия характеристик фиксировались угол поворота балансира и нагрузка на каток подвески.

По результатам проведенных лабораторных испытаний были получены функциональные зависимости между вертикальным перемещением катка и нагрузкой на каток для балансирной и торсионной подвесок путем аппроксимации с использованием метода наименьших квадратов.

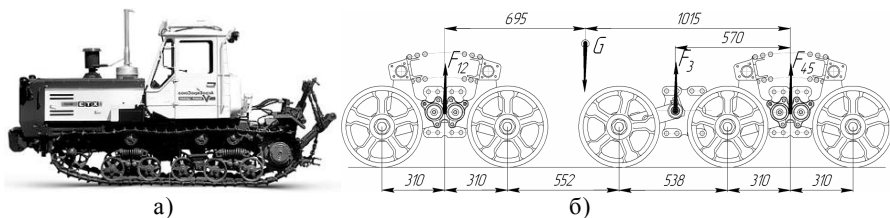


Рис. 1. Объект исследования трактор ХТЗ-181-07:
а – общий вид; б – схема ходовой системы

Нагрузочные характеристики имеют вид [3,4]:

$$Q_{\text{бал}} = 0,1267 \cdot h_i + 0,0094 \cdot h_i^2 - 0,00004 \cdot h_i^3; \quad (1)$$

$$Q_{\text{торс}} = 0,3411 \cdot h_i - 0,001 \cdot h_i^2 + 0,000004 \cdot h_i^3, \quad (2)$$

где h_i – вертикальное перемещение катка.

В расчетах для балансирной подвески принималось:

$$h_i = z_i + z_{i+1}, \quad (3)$$

где z_i, z_{i+1} – вертикальные перемещения катков балансирной каретки, рассчитанные с учетом положения остова трактора и неровностей опорной поверхности.

Для торсионной подвески $h_i = z_i$.

Вертикальные перемещения катков для случая движения по синусоидальным неровностям определяются соотношениями:

$$z_i = -z + l_i \cdot \varphi + h_0 \cdot \sin\left(\frac{V \cdot t + l_i}{a}\right), \quad (4)$$

где z, φ – вертикальное и продольно-угловое перемещение остова (рис. 2);

l_i – координаты осей опорных катков относительно центра тяжести подпрессоренного остова;

h_0 – амплитуда неровностей опорной поверхности;

a – длина неровности;

V – скорость трактора;

t – время движения.

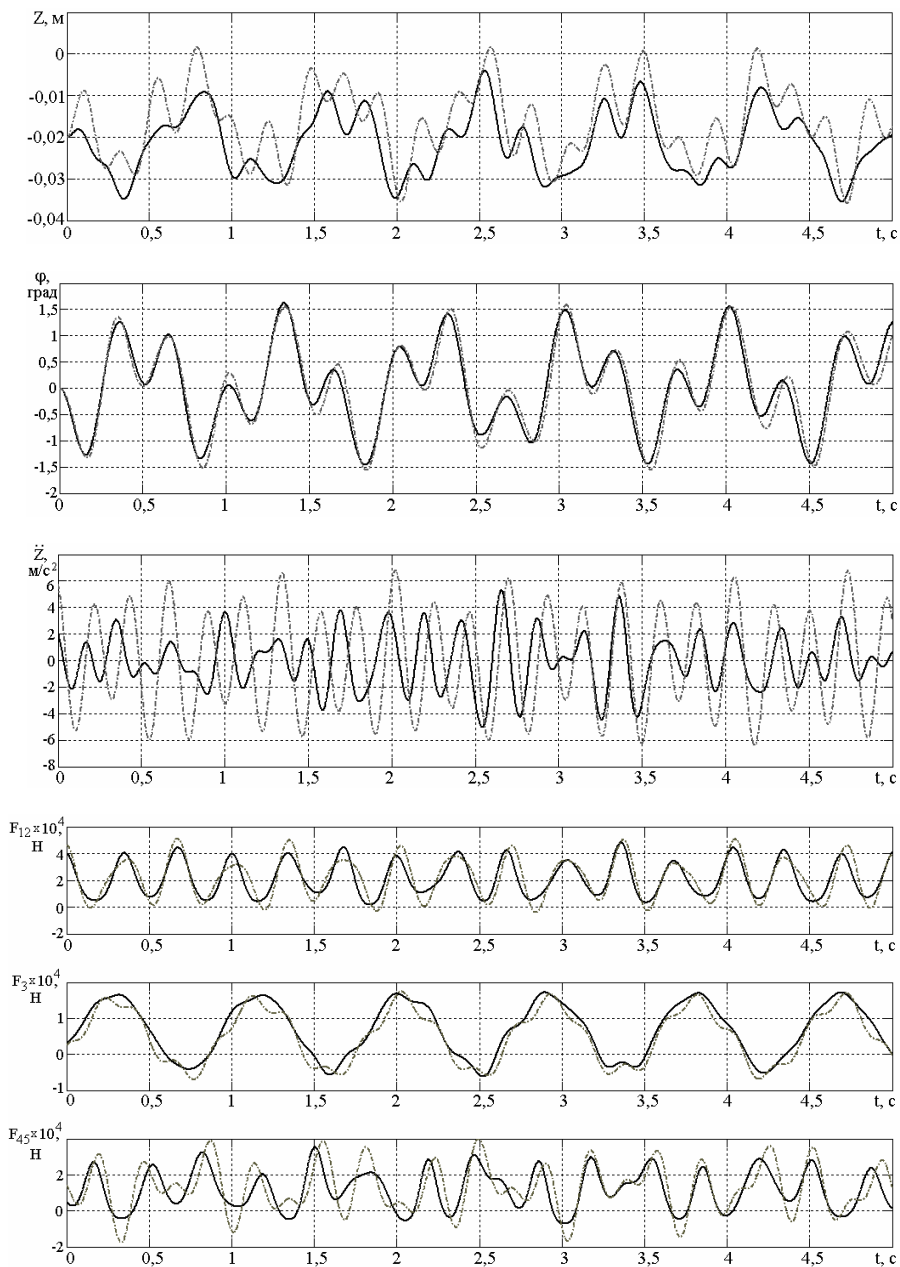


Рис. 2. Результаты расчета колебаний остова трактора ХТЗ-181-07

Тогда нагрузки на цапфы остова с учетом натяжения гусеницы равны:

$$\begin{aligned} F_{12} &= Q_{\text{бал}} - T \cdot \sin \alpha_1; \\ F_3 &= Q_{\text{торс}}; \\ F_{45} &= Q_{\text{бал}} - (T + P_{\text{кр}} / 2) \cdot \sin \alpha_2; \end{aligned} \quad (5)$$

где T – предварительное натяжение гусеницы;

$P_{\text{кр}}$ – сила тяги на крюке;

α_1, α_2 – углы наклона переднего наклонного участка цепи и ведущего участка цепи соответственно.

Дифференциальные уравнения движения остова имеют вид:

$$\frac{m \cdot \ddot{z}}{2} = F_{12} + F_3 + F_{45} - \frac{G}{2} \quad (6)$$

$$\frac{I \cdot \ddot{\varphi}}{2} = -F_{12} \cdot a_{12} - F_3 \cdot a_3 - F_{45} \cdot a_{45} \quad (7)$$

где m, G, I – масса, вес и момент инерции остова трактора;

a_{12}, a_3, a_{45} – координаты цапф остова относительно его центра тяжести.

Результаты расчета колебаний остова приведены на рис. 2.

Выводы. Предложенная уточненная математическая модель колебаний остова трактора с учетом реальных нелинейных характеристик балансирной и торсионной подвесок позволяет более точно определить параметры колебательного процесса.

Результаты имитационного эксперимента показали следующее:

1) для торсионной подвески усилия в цапфах для реальной нагрузочной характеристики (сплошная кривая) и линейной зависимости (пунктирная кривая) практически одинаковые;

2) для балансирной подвески в случае линейной характеристики усилия в цапфах имеют больший размах (на 20-25%), что приводит к росту вертикальных ускорений остова на 25-30% и росту размаха вертикальных перемещений остова на 15-17%;

3) характер продольно-угловых колебаний в обоих случаях одинаков.

Список литературы: 1. Горяшко П.М., Опанасенко Н.Р. К вопросу исследования плавности хода трактора Т-150 // Вестник Харьк. политехн. ин-та № 222: Конструирование и исследование тракторов. – 1985. – Вып. 6. – С. 31–33. 2. Дмитриев А. А., Савочкин В. А. Определение малых колебаний остова гусеничного трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 4. – С. 23–25. 3. Создание перспективных движителей: Отчет о НИР / НТУ «ХПИ». - Х/д 26540. – Харьков, 2001. – 137 с. 4. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Проектирование трактора» для студентов специальности «Колесные и гусеничные транспортные средства»/Сост.: Митропан Д.М., Ребров А.Ю., Сергиенко Н.Е. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2004. – 40 с.

Поступила в редколлегию 30.09.07

А.В. РОГОВ, канд. техн. наук, **Н.Е. СЕРГИЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», **В.П. КОЛИВЕРДА**, **А.Ю. ИЛЬИНОВ**, **А.А. ШТЫХ** ООО «Завод самоходных шасси» (г. Харьков)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ТЯГОВОГО-ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА В УСЛОВИЯХ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ ПЕРЕДНЕГО И ЗАДНЕГО МОСТОВ

Запропоновано методику моделювання технологічного процесу тягового-транспортного засобу в умовах кінематичної неузгодженості переднього та заднього мостів. Представлені результати, отримані за допомогою розробленої математичної моделі та методики.

Methodic of modeling of technological process of pulling vehicle under conditions of front and rear wheels asynchrony is proposed. Results obtained by means of proposed methodic and mathematical model are explained.

Анализ последних достижений и публикаций. При выполнении тягово-транспортным средством технологического процесса важным параметром, влияющим на эффективность процесса, топливную экономичность, производительность машины является буксование – отношение скорости центра масс машины к линейной скорости периферийных точек ведущих колес относительно центра ведущего колеса. Процесс буксования и его влияние на общую эффективность подробно рассмотрены в работах [1-2], при этом предполагалось, что для колесного движителя угловая скорость всех ведущих колес одинаковая – при таком подходе задача формально сводилась к одному ведущему колесу. Такой подход полностью решает задачи, связанные с анализом эффективности тягово-транспортных средств, выпускаемых ОАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе», Челябинским тракторным заводом, Минским тракторным заводом. В работе [3] рассматривается перспективное направление обеспечения привода на передний мост с помощью гидрообъемных передач, однако такой подход обладает существенными недостатками: низкий КПД при передаче мощности на передний мост, сложность и дороговизна конструкции, несоизмеримая с относительно низкой ценой, например, самоходных шасси.

Цель и постановка задачи. Наряду с методикой анализа полно- или заднеприводных тягово-транспортных средств, в которых угловые скорости ведущих колес равны, необходима также методика, позволяющая моделировать работу машин с приводом на задний мост, в которых тяговые характеристики при необходимости повышаются за счет автоматического включения переднего моста, что происходит при превышении текущего буксования некоторой заложенной в кинематическую схему транспортного средства вели-

чины. Кинематическая схема трансмиссии подобной машины представлена на рис. 1.

Трансмиссия самоходного шасси обеспечивает 6 передач переднего и 2 заднего хода, при этом задний мост является основным ведущим и всегда передает момент на задние ведущие колеса. Необходимо отметить, что наличие дифференциала между задними колесами в предлагаемой методике не учитывается, поскольку задача сводится к определению некоего усредненно-го буксования обоих задних колес и вычислению буксования передних колес.

Привод на передние колеса не является постоянным, поскольку между передним мостом и колесами присутствуют обгонные муфты, включающиеся только в том случае, если угловая скорость передних колес, являющихся ведомыми при отключенных муфтах, уменьшается до величины, соответствующей 5%-му буксованию машины. Величина 5% достигается путем выбора параметров кинематического рассогласования между мостами. Тот факт, что передние колеса не синхронны с задними, делает определение общего буксования машины несколько затруднительным. Необходима общая методика, позволяющая получить зависимость буксования от силы тяги, учитывающая при этом, что передние колеса могут быть как ведомыми, так и ведущими, причем, если они ведущие, то создают лишь некоторую часть общей силы тяги.

Методика моделирования. Для анализа влияния буксования на эффективность технологического процесса необходима эмпирическая зависимость величины буксования от удельной силы тяги на колесе. В предлагаемой методике она имеет вид:

$$\delta(D) = 0,0127 \cdot (e^{4D} - 1); \quad (1)$$

$$D_i = \frac{M_i}{r_i \cdot mg \cdot \alpha_i}, \quad (2)$$

где D – отношение силы тяги на колесе к весу машины, приходящемуся на это колесо; M_i – активный момент на колесе; m – масса машины; α_i – доля веса машины, приходящаяся на колесо; r_i – радиус ведущего колеса.

Тогда удельная сила тяги, реализуемая колесом, если величина буксования на нем известна, представляется как обратная от (1) зависимость:

$$D(\delta) = 0,25 \cdot \ln(78,74\delta + 1). \quad (3)$$

Полную силу тяги, реализуемую всеми колесами, можно представить в следующем виде:

$$P = mg \sum D(\delta_i) \alpha_i - mgf, \quad (4)$$

где f – коэффициент сопротивления движению машины по опорной поверхности.

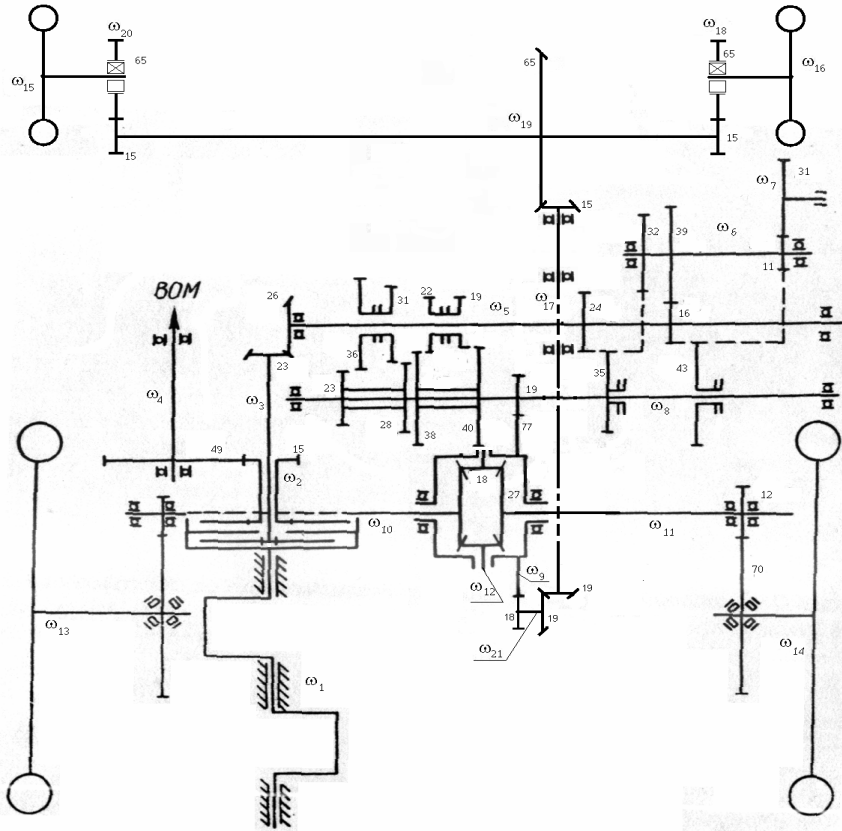


Рис. 1. Кинематическая схема самоходного шасси тягового класса 0,9
ООО «Завод самоходных шасси»

Поскольку задние колеса всегда кинематически связаны с двигателем (при условии замкнутого сцепления), то их угловая скорость ω_1 определяется однозначно:

$$\omega_1 = \frac{\omega_0}{u_1}, \quad (5)$$

где ω_0 – угловая скорость коленчатого вала двигателя, u_1 – передаточное число от коленчатого вала к задним колесам. Угловая скорость передних колес не может быть определена непосредственно, поскольку зависит от величины буксования задних колес, если буксование задних колес меньше заданной величины δ_0 , то передние колеса являются ведомыми и их угловая скорость определяется скоростью центра масс машины. Если же буксование выше заданного, то включается передний мост и угловая скорость передних колес

определяется угловой скоростью коленчатого вала и передаточным числом до передних колес. Заданную величину δ_0 можно определить следующим образом:

$$\delta_0 = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_2 r_2} - 1 = \frac{u_2 r_1}{u_1 r_2} - 1, \quad (6)$$

где u_2 – передаточное число от коленчатого вала до передних колес; r_1 и r_2 – радиусы задних и передних колес соответственно. Если $\delta_0 = 0$, то данная задача сводится к моделированию движения, при котором буксование всех ведущих колес считается одинаковым.

Если передние колеса являются ведомыми, то их угловая скорость определяется следующим образом:

$$\omega_2 = \omega_1 r_1 \cdot (1 - \delta_1) \delta_1 \leq \delta_0; \delta_2 = 0. \quad (7)$$

В ином случае

$$\omega_2 = \frac{\omega_0}{u_2}; \delta_1 > \delta_0; \delta_2 > 0 \quad (8)$$

Немаловажным при решении поставленной задачи является проверка выполнения двух условий: момент нагрузки на двигателе не превышает номинальный и буксование задних колес не превышает $[\delta]$. Момент нагрузки двигателя:

$$M_H = 2mg \sum_{i=1}^2 \frac{D(\delta_i) r_i \alpha_i}{u_i \eta_i}, \quad (9)$$

где η_1, η_2 – КПД трансмиссии при передаче мощности на задний и передний мост соответственно. Если передние колеса являются ведомыми, то $\delta_2=0$ и $D(0)=0$ (см. выражение 3), поэтому формула (9) справедлива для обоих случаев.

Задачу моделирования технологического режима можно свести к определению такой скорости центра масс машины, при которой:

1. угловая скорость коленчатого вала двигателя равна номинальной;
2. буксование задних колес не превышает $[\delta]$;
3. момент нагрузки на двигателе не превышает номинального;
4. буксование передних колес соответствует кинематике трансмиссии для обоих случаев включенного и отключенного переднего моста.

Данная скорость не может быть получена аналитически, поскольку в модели присутствуют кусочно-заданные зависимости, ее поиск целесообразно производить с помощью линейных методов оптимизации или прямым перебором. В общем виде данная методика сводится к следующему алгоритму:

1. задается угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_0 , равная номинальной;
2. определяется угловая скорость задних колес ω_1 согласно (5);

3. принимается скорость центра масс $V = 0$;
4. вычисляется буксование задних колес $\delta_1 = 1 - \frac{V}{\omega_1 r_1}$;
5. если вычисленное буксование выше $[\delta]$, то переход на п. 11
6. в предположении, что передние колеса являются ведомыми, вычисляется их угловая скорость ω_2 по выражению (7);
7. в предположении, что передние колеса являются ведущими, вычисляется их угловая скорость по выражению (8);
8. если угловая скорость (7) больше, чем угловая скорость (8), то принимается $\delta_2 = 0$, иначе $\delta_2 = 1 - \frac{V}{\omega_2 r_2}$;
9. по выражению (9) вычисляется момент нагрузки двигателя;
10. если момент нагрузки двигателя (9) ниже или равен номинальному, то переход на п. 12;
11. скорость V увеличивается на небольшую величину, например, 0.005 м/с и переход на п. 4;
12. вычисляется общее тяговое усилие по выражению (4).

В результате выполнения алгоритма определяются: общее тяговое усилие, скорость центра масс, буксование передних и задних колес, момент нагрузки на двигателе.

Результаты моделирования. Представленная методика применялась для оценки эффективности технологического процесса, выполняемого самоходным шасси класса 0,9 «ООО Завод самоходных шасси». В качестве исходных данных для моделирования были приняты следующие параметры: передаточные числа на задний мост

$$u_1 = \frac{26}{23} \cdot \frac{43}{16} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 71,82,$$

$$u_3 = \frac{26}{23} \cdot \frac{38}{22} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 46,159,$$

$$u_5 = \frac{26}{23} \cdot \frac{28}{31} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 24,138,$$

$$u_2 = \frac{26}{23} \cdot \frac{40}{19} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 56,26,$$

$$u_4 = \frac{26}{23} \cdot \frac{35}{24} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 38,972$$

$$u_6 = \frac{26}{23} \cdot \frac{23}{36} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 17,074;$$

передаточные числа на передний мост:

$$u_1 = \frac{26}{23} \cdot \frac{43}{16} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{18}{77} \cdot \frac{19}{19} \cdot \frac{65}{15} \cdot \frac{65}{15} = 54,045,$$

$$u_3 = \frac{26}{23} \cdot \frac{38}{22} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 46,159,$$

$$u_5 = \frac{26}{23} \cdot \frac{28}{31} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 24,138$$

$$u_2 = \frac{26}{23} \cdot \frac{40}{19} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 56,26,$$

$$u_4 = \frac{26}{23} \cdot \frac{35}{24} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 38,972,$$

$$u_6 = \frac{26}{23} \cdot \frac{23}{36} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 17,074;$$

масса тягово-транспортного средства 2470 кг;

доля веса, приходящая на задний мост 70%; радиус передних и задних колес 0,462м и 0,640м соответственно; мощность двигателя 25,76 кВт; номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя 231 рад/с. С помощью данной методики были определены характеристики технологического процесса на шести передачах, в частности, для первой передачи определена скорость центра масс 6,9 км/ч; сила тяги на крюке 9530 Н; буксование задних колес 7,4% и буксование передних колес 3,5%; загрузка двигателя 100%. Для аналогичной схемы, но без привода на передний мост, получены следующие результаты: сила тяги на крюке 7439 Н, буксование задних колес 12%, загрузка двигателя 80%, скорость центра масс км/ч. На основании сравнительного анализа представленных результатов сделан вывод о том, что без привода на передний мост тягово-транспортное средство не обеспечивает тяговый класс 0,9 (номинальная сила тяги 9000 Н), мощность двигателя не используется на 100%, снижается скорость центра масс; повышенное буксование задних колес, в 1,5 раза превышающее буксование для схемы с приводом на передний мост, приводит к преждевременному износу шин и обладает вредным воздействием на грунт; снижается общая эффективность технологического процесса за счет снижения скорости и потерь мощности при интенсивном буксовании. Следовательно, привод на передний мост является необходимым условием для обеспечения адекватных характеристик технологического процесса и повышения топливной экономичности.

Вывод. Представленная методика позволяет анализировать работу тягово-транспортного средства при кинематическом рассогласовании мостов, оценивать эффективность выполняемого процесса, степень использования и нагруженности переднего моста и привода на передний мост.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Алгоритм построения и сравнительные результаты расчетно-теоретических потенциальных характеристик тракторов ХТЗ и МТЗ // Вісник НТУ «ХП» Зб. наук. пр. - Тем. вип.: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХП». -2004. – №2. – С. 3 – 11. 2. Самородов В.Б., Коваль А.А. Крюковая нагрузка и основные технико-экономические показатели колесного трактора на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение. – 2007. – № 6. – С. 29 – 31. 3. Городецкий К.И., Халецкий А.Б., Рахлевский Ю.Б. Тяговый КПД трактора при переменном кинематическом рассогласовании ведущих мостов // Тракторы и сельхозмашины. – М.: Машиностроение. – 1982. – № 2. – С. 10 – 12.

Поступила в редколлегию 09.11.07

В. Г. СЕМЁНОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков),
И. П. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук, Восточноукраинский
национальный университет им. В. Даля (г. Луганск)

СРАВНЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА БИОДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВАХ РАЗНЫХ СОРТОВ

Проведено техніко-економічні дослідження впливу технології одержання і якості вітчизняного біодизельного палива на показники двигуна.

The technical and economic researches of influence of technology of reception and quality domestic biological fuel of diesel fuel on parameters of the engine are carried out.

Усиление парникового эффекта на Земном шаре остро ставит проблему рационального получения и использования топлив. Использование топлив растительного происхождения частично решает эту проблему, поскольку CO₂, образовавшийся во время сгорания в цилиндре двигателя поглощается растениями на полях. К топливам растительного происхождения можно отнести биодизельное топливо, растительные масла, а также любые вещества растительного происхождения, которые могут сгорать в цилиндрах двигателей. В настоящее время более широко используется биодизельное топливо, которое может использоваться в существующих дизелях. В СНГ появилось большое количество производителей биодизельного топлива, но, из-за отсутствия стандарта на биодизельное топливо возникла проблема его качества. Низкокачественное топливо может приводить к нарушению работы двигателя и к сокращению времени нормальной эксплуатации.

В Европе в качестве топлив растительного происхождения широко используется биодизельное топливо [1]. Из-за подорожания дизельного топлива интенсивно налаживается производство этого топлива и в Украине [2]. Возрастает интерес к этим топливам и в России [3]. Переход на топлива растительного происхождения с более высокой вязкостью позволит продлить срок работы этих двигателей даже в условиях запредельного износа плунжерных пар топливного насоса [4].

Обычно испытания топлив растительного происхождения проводят на разных двигателях, на отличающихся режимах, используя различную измерительную аппаратуру, что затрудняет объективное сравнение этих топлив. Поэтому целью данных исследований являлось сравнение характеристик и показателей двигателя при работе на дизельном топливе, биодизельных топливах и на смеси соевого масла (СМ) с дизельным топливом (ДТ) в соотно-

шении 30:70. При этом для последних испытаний использовалось соевое масло, которое служило сырьем для получения биодизельного топлива.

Объект испытаний – дизельный двухцилиндровый четырехтактный вихрекамерный двигатель 2Ч8,5/11 со штифтовым распылителем РШ 6?2?25 с давлением затяжки иглы форсунки 14,5 МПа, степенью сжатия 17, объемом вихревой камеры с соединительным каналом 27 см³, угол опережения впрыскивания топлива $\Theta = 18^\circ$ п. к. в. до ВМТ.

Испытания всех топлив проводились в одном испытательном цикле, при переводе на работу на одном цилиндре (рис. 1). Описание испытательного стенда приведено в работе [5]. Учитывая, что в большинстве случаев двигатели работают не на номинальном режиме, то для испытаний был выбран частичный режим - обороты коленчатого вала 1000 об/мин при мощности двигателя 1,94 кВт.

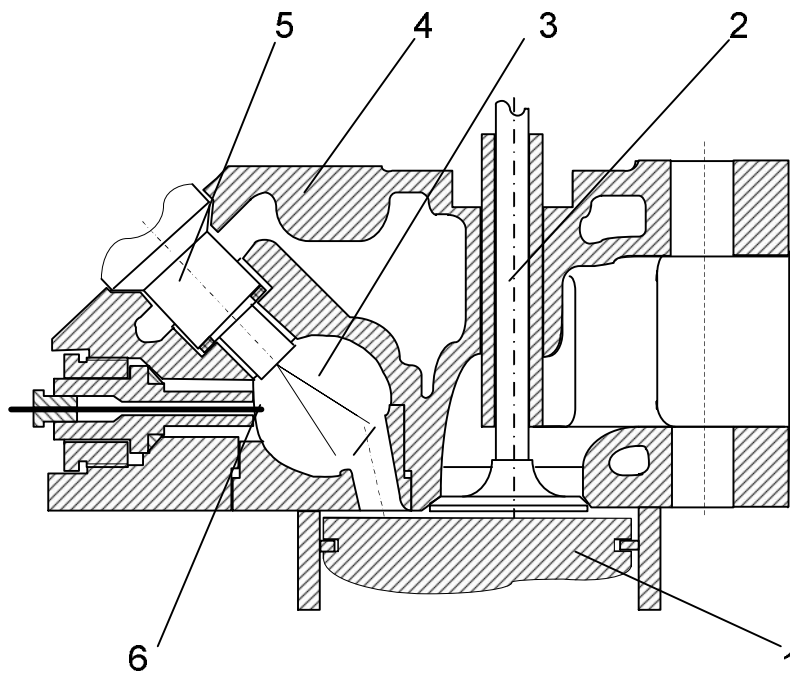


Рис. 1. Схема камеры сгорания дизеля Ч 8,5/11: 1-поршень; 2-клапан; 3-вихревая камера сгорания; 4-головка; 5-форсунка; 6-термопара

Результаты испытаний подвергались статистической обработке и оценкой отличий с вероятностью 0,95. Испытывались биодизеля следующих производителей: ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйст-

ва», Киевская обл., п.г.т. Глеваха; завод по приготовлению биодизеля, г. Херсон; ЧП «ЛК Экспорт Импорт», Солоницевка, г. Харьков; агрофирма «Заря», Луганская обл., Белокуракинский р-н.; ЧП «Химпоставщик», Луганская обл., г. Северодонецк; ООО «Биодизель-Луганск». Это были метиловые эфиры подсолнечного (МЕПМ), рапсового (МЕРМ) и соевого (МЕСМ) масел и смесь (СМ:ДТ-30:70). В таблице 1 представлены характеристики топлив.

Таблица 1

Характеристики топлив

| №№ | Топливо | Плотность ρ_{20} , кг/м ³ | Вязкость ν_{20} , мм ² /с | Т-ра вспышки в закрытом тигле, °С |
|----|------------|---|--|-----------------------------------|
| 1 | ДТ «Л» | 844 | 5,3 | 78 |
| 2 | МЕСМ-1 | 886 | 7,9 | 173 |
| 3 | МЕСМ-2 | 882 | 6,9 | 33 |
| 4 | МЕРМ | 881 | 6,4 | 36 |
| 5 | МЕПМ-1 | 885 | 8 | 29 |
| 6 | МЕПМ-2 | 888 | 9,6 | 60 |
| 7 | МЕПМ-3 | 891 | 11,2 | 40 |
| 8 | СМ:ДТ-0:70 | 862 | 9,5 | 84 |

Анализ характеристик биодизельных топлив по температуре вспышки в закрытом тигле говорит о том, что только одно топливо удовлетворяет требованиям (по стандарту эта величина должна превышать 120°С).

По стандартам СНГ плотность топлив определяются при температуре 20°С, по стандарту EN 14214 при температуре 15°С, что требует корректировки показаний [6].

Основная цель это получение биодизельного топлива высокого качества. Таким критерием можно считать КПД двигателя при работе на соответствующем биодизельном топливе. Чем лучше качество, тем выше КПД. Учитывая, что за рубежом используется биодизельное топливо, соответствующее стандарту, то результаты его испытаний близки к величине, к которой необходимо стремиться. Так в работе [1] использования биодизельного топлива из соевого масла привело к улучшению КПД дизеля на 6,5 % по сравнению с ДТ. В работе [7] эта величина при испытаниях двигателя F2L511 (2Ч10/10,5) на биодизельном топливе из рапсового масла составила 4,1 %. По мере приближения КПД биодизельных топлив к этому значению возможно судить об их совершенстве.

Результаты испытаний приведены на рис. 2 и в таблице 2. Лучшими по эффективности сгорания явились топлива №3 (МЕСМ-2), №2 (МЕСМ-1) и №8 (СМ:ДТ-30:70).

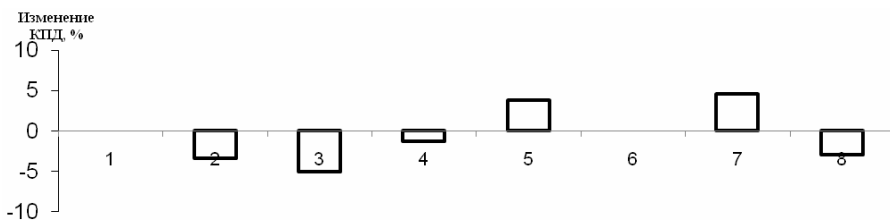


Рис. 2. Изменение КПД двигателя при работе на различных топливах растительного происхождения (обозначения согласно таблице 1)

Таблица 2
Результаты сравнительных испытаний топлив по отношению к ДТ «Л» с оценкой отличий с вероятностью 0,95

| ДТ «Л» | МЕСМ-1 | Отличие, % | С вероятностью 0,95 | МЕСМ-2 | Отличие, % | С вероятностью 0,95 | МЕРМ | Отличие, % | вероятностью 0,95 | СМ:ДТ - 30:70 |
|------------------------------------|--------|------------|---------------------|--------|------------|---------------------|-------|------------|-------------------|---------------|
| КПД | | | | | | | | | | |
| 0,238 | 0,246 | +3,36 | есть | 0,250 | +5,0 | есть | 0,241 | +1,3 | нет | 0,245 |
| Тог, °С | | | | | | | | | | |
| 289 | 300 | -3,8 | есть | 294 | -1,7 | нет | 309 | -6,9 | есть | 304 |
| Ткс, °С | | | | | | | | | | |
| 637 | 672 | -5,5 | есть | 611 | 4,1 | есть | 622 | 2,4 | нет | 635 |
| Коэффициент избытка воздуха | | | | | | | | | | |
| 1,97 | 2,021 | -2,6 | есть | 2,056 | -4,4 | есть | 1,991 | -1,1 | нет | 2,02 |
| NOx, чм | | | | | | | | | | |
| 892 | 1059 | -18,7 | есть | 917 | -2,8 | нет | 917 | -2,8 | нет | 854 |
| Дымность, % | | | | | | | | | | |
| 7,1 | 6,3 | 10,6 | нет | 5,5 | 22,7 | есть | 7,24 | -2,4 | нет | 3,2 |
| О, чм | | | | | | | | | | |
| 176 | 184 | -4,5 | - | 129 | 26,7 | - | 144 | 18,2 | - | 79 |

«-» сравнение не проводилось

Были проведены исследования по определению влияния содержания метанола в биодизельном топливе (МЕСМ-1) на КПД двигателя (таблица 3).

Таблица 3

Характеристики смесей метанола с МЕСМ-1 и результаты испытаний на дизеле

| Показатели | Метанол:МЕСМ-1 | | | | | |
|--|----------------|-------|-------|----------|----------|-------|
| | 100:0 | 5:95 | 1:99 | 0,5:99,5 | 0,4:99,6 | 0:100 |
| Состав топлива: С | 0,375 | 0,750 | 0,766 | 0,768 | 0,768 | 0,77 |
| Н | 0,125 | 0,120 | 0,120 | 0,120 | 0,120 | 0,12 |
| О | 0,5 | 0,130 | 0,114 | 0,112 | 0,112 | 0,11 |
| С/Н | 3,00 | 6,24 | 6,38 | 6,40 | 6,40 | 6,42 |
| Плотность ρ_{20} , кг/м ³ | 790 | 879 | 882 | 883 | 881 | 884 |
| Вязкость ν_{20} , мм ² /с | 0,76 | 5,92 | 6,94 | 7,09 | 7,16 | 7,45 |
| Температура вспышки, °С | 8 | - | 40 | 55 | 61 | 173 |
| Низшая теплота сгорания, кДж/кг | 19700 | 36414 | 37043 | 37122 | 37137 | 37200 |
| Результаты испытаний дизеля при мощности 1,94 кВт и $\Theta=19\text{о}$ до верхней мертвой точки | | | | | | |
| КПД | - | - | 0,232 | - | 0,234 | 0,25 |
| $T_{ог}$, °С | - | - | 298 | - | 297 | 298 |
| $T_{кс}$, °С | - | - | 528 | - | 533 | 568 |
| NO_x , чнм | - | - | 765 | - | 804 | 845 |

С увеличением содержания метанола происходит уменьшение плотности, вязкости и снижается температура вспышки в закрытом тигле. При этом КПД двигателя ухудшается, но снижается уровень вредных выбросов с отработавшими газами [8].

На данный момент времени использование того или иного топлива определяется экономической целесообразностью, например, стоимостью одного кВт·ч (таблица 4). Из таблицы 4 следует, что по экономическому критерию наиболее выгодно использовать биодизельные топлива МЕСМ-1, МЕРМ и МЕСМ-2. Важным является не только КПД двигателя, но и стоимость биодизеля. Высокий КПД двигателя может быть нивелирован большой стоимостью биодизельного топлива на его получение. Определяющее значение имеет стоимость дизельного топлива. Использование СМ:ДТ-30:70, является выгодным, то требует учета расходов на переоборудование двигателя для работы на этой смеси.

Выводы. Желательно производителям биодизельного топлива ориентироваться на зарубежный стандарт EN 14214, что позволит не только получать качественное топливо, но и в перспективе обеспечить экспорт этого топлива за рубеж. В настоящее время биодизельные топлива, изготавливаемые в Украине, не отвечают этому стандарту. По косвенной оценке из шести биодизельных топлив только два по КПД двигателя приближаются к показателям

зарубежного биодизельного топлива. При использовании биодизельного топлива необходимо ориентироваться на экономический критерий, например,

Таблица 4

Изменение стоимости одного кВт·ч для разных топлив по отношению к стоимости одного кВт ч при работе двигателя на ДТ

| Топливо | Расход топлива, кг/ч | КПД двигателя, % | Стоимость топлива, Евро/кг | Стоимость 1 кВт·ч, Евро | Изменение стоимости 1 кВт·ч, % |
|-------------|----------------------|------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| ДТ «Л» | 0,686 | 0,238 | 0,655 | 0,225 | |
| МЕСМ-1 | 0,763 | 0,246 | 0,564 | 0,215 | - 4,2 |
| МЕСМ-2 | 0,751 | 0,25 | 0,589 | 0,221 | - 1,4 |
| МЕРМ | 0,779 | 0,241 | 0,567 | 0,221 | - 1,6 |
| МЕПМ-1 | 0,822 | 0,229 | 0,564 | 0,232 | + 3,2 |
| МЕПМ-2 | 0,788 | 0,238 | 0,565 | 0,223 | - 0,8 |
| МЕПМ-3 | 0,828 | 0,227 | 0,602 | 0,249 | + 10,9 |
| СМ:ДТ-30:70 | 0,698 | 0,245 | 0,604 | 0,211 | - 6,2 |

на стоимость одного кВт·ч. В противном случае использование биодизельного топлива будет экономически невыгодно по сравнению с традиционным дизельным топливом.

Возможно предположить, что полученные отличия вызваны разными составами масел и технологиями получения топлив. Поэтому желательно сравнить показатели двигателя при работе на биодизельных топливах, изготовленных из одного масла по разным технологиям и из разных масел по одной технологии.

Список литературы: 1. Werner Korbitz. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe // SAE Techn. Pap. Ser.- 1995. – № 952768.- p. 249-254. 2. Марченко А. П., Минак А. Ф., Семенов В. Г., Линьков О. Ю., Шпаковский В. В., Обозный С. В. Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля. - Двигатели внутреннего сгорания// Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». -2005. - № 1. – С.8-17. 3. Матиевский Д. Д., Кулманаков С. П., Лебедев С. В., Шапеев А. В. Применение топлива на основе рапсового масла в дизелях / Ползуновский вестник. Барнаул (Россия) - 2006. - № 4. - С. 118-127. 4. Bannikov M. G., Tyrlovoy S. I., Vasilev I. P. Chattha A. J. Investigation of characteristics of a fuel injection pump of a diesel engine fuelled with viscous vegetable oil-diesel oil blends // Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D. Journal of Automobile Engineering, 2006. - vol. 270.- № 6. - pp. 787-792. 5. Zlobin V. N., Bannikov M. G., Vasilev I. P., Cherkasov J. A., Gawrilenko P. N. Potential of use of ion implantation as a means of catalyst manufacturing // Automobile Engineering. - 2002. – Vol. 216.- № D5. - P. 385-390. 6. EN 14214:2003. Топливо для автомобилей. Метилловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Требования и методы анализа. - Европейский Комитет по стандартизации.-13 с. 7. Смайлис В., Сенчила В., Берейшине К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения // Двигателестроение. - 2005.-№4 (222).- С. 45-49. 8.Патент на корисну модель 20873 Україна, С 10 L 1/08. Біодизель / Острахова О. К., Острахов А. Є., Острахов О. Є. (UA).- № u200609347; Заявлено 28.08.06; Опубл. 15.02.07. Бюл. №2.

Поступила в редколлегию 03.07.07

Н.Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук,
А.Н. МАРЕНИЧ, студент, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЦИФРОВОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ УРОВНЯ ТОПЛИВА

У роботі проведено дослідження з вибору схеми і структури автомобільного вимірювача рівня палива. Представлено структурну схему, алгоритм роботи цифрового вимірювача рівня палива і його конструктивне виконання.

In this work made the research about the choice of the circuit and structure automobile measurement of a fuel level. The block diagram, working-algorithm of digital measurement of a fuel level and its design are submitted.

Многие из нас не представляют своей жизни без автомобиля: для многих он является неотъемлемой частью жизни, для кого-то просто средством передвижения, а для кого-то объектом исследований. В современном мире – современный автомобиль. Но не стоит забывать и о современном человеке, который, собственно, и эксплуатирует данное средство передвижения.

При эксплуатации современного автомобиля водитель нуждается не только в удобстве его управления, но и контроле функциональных параметров узлов и систем. Кроме этого, очень важную роль играет правильность информации, четкость и корректность показаний измерительных приборов, находящихся в автомобиле [1, 2]. Число приборов постоянно увеличивается [3], но хотелось бы акцентировать внимание на измерителе уровня топлива. Он служит для определения количества топлива, находящегося в баке автомобиля. Этот параметр становится важным при оценке показателей эксплуатации автомобиля и работы предприятий обслуживания. На отечественных автомобилях точность используемых измерителей уровня топлива низкая, конструкция не отвечает современным требованиям, показания датчика используются только для указания одного параметра.

Как правило, в современно автомобиле измерение топлива осуществляется посредством подключения к штатному потенциометрическому датчику указателя. Такие измерители имеют погрешность более 7-10 %. По мере износа подвижных частей датчика и указателя она увеличивается.

Целью статьи является оценка возможности повышения точности показаний измерителя уровня топлива при резистивном датчике, определение структуры и алгоритма работы цифрового прибора с расширенными функциональными возможностями.

На практике в качестве измерительного устройства на отечественных автомобилях, чаще всего, используется поплавковый измерительный преобразователь, который кинематически связан с проволочным резистором (рис. 1). Рассмотрим такой прибор подробнее на примере автомобиля

ВА3-2121. Проволочный реостат имеет порядка 90 витков не совсем равномерно расположенных на диске с радиусом 23 мм. Подвижная часть преобразователя меняет угол поворота от 0° до 100° . Чувствительность такого преобразователя составляет 0,9 витка на 1 градус поворота. Передаточный коэффициент К от поплавка к диску составляет 0,21. Длина дуги, по которой движется ползун преобразователя составляет 192 мм. То есть, при использовании топливного бака объемом 46 литров и измерении в нем уровня с помощью потенциметрического преобразователя чувствительность составит 4 мм на 1 литр. Или же 0,83 л топлива вызывают отклонение на 1 виток проволочного реостата при пропорциональном по отклонению поплавка заполнению топливом объема бака по высоте. Такая точность не достаточна для получения достоверного результата при измерении количества топлива в баке автомобиля. Для повышения чувствительности при измерении поплавковым датчиком, как один из вариантов решения поставленной задачи, можно увеличить радиус диска, на который намотана проволока, при этом одновременно увеличиться количество витков на единицу угла поворота поводка реостата. Возможно, также использовать конструкцию топливных баков, имеющих малую площадь основания и соответственно увеличенную высоту. Это позволит повесить чувствительность и информативность датчика, но часто конструкция бака выбирается конструктором из компоновочных соображений. Следующий вариант – изменение кинематической связи между поплавком и подвижным элементом резистора переменного сопротивления, но это усложняет конструкцию датчика.

В настоящее время, кроме поплавкового датчика, широко используются емкостной и ультразвуковой датчики [4, 5]. Они имеют более высокую точность по сравнению с поплавковым преобразователем. Рассмотрим принципы их работы более подробно.

Принцип действия ультразвукового датчика основан на определении длительности ультразвукового сигнала, посылаемого датчиком, отраженного от границы жидкости и воздуха (рис.2). Система измеряет время прохождения сигнала от датчика к поверхности жидкости и возвращение его обратно к датчику, делит пополам, а программа преобразует длительность сигнала в количество топлива.

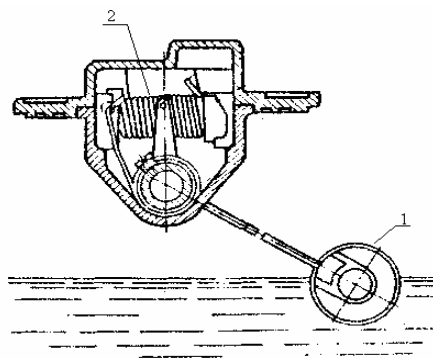


Рис. 1 – Поплавковый измерительный преобразователь: 1 – поплавок; 2 – проволочный реостат

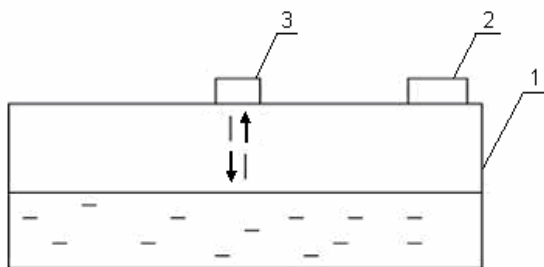


Рис. 2 – Ультразвуковой датчик уровня топлива: 1 – топливный бак; 2 – заправочная горловина; 3 – излучатель – приемник

повышения точности, как правило, сигнал излучается внутри тонкой трубки, проходящей до дна бака.

Ёмкостной же датчик (рис.3) представляет собой металлическую трубку внутри другой трубки, проходящие по всей высоте бака. Измерение уровня топлива сводится к измерению ёмкости между этими трубками. Ёмкость зависит от того, какая часть трубок находится в топливе. Программа преобразует данные в количество топлива.

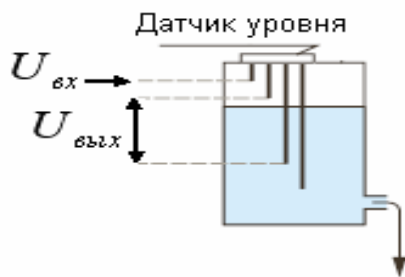


Рис. 3 – Ёмкостной датчик уровня топлива

которые будут учитывать продольный и поперечный наклон жидкости в баке автомобиля. В этом случае будет отображаться на индикаторе среднее значение, полученное от трех датчиков.

При разработке цифрового измерителя предварительно разрабатывается схема. Структурная схема представлена на рис. 4

Учитывая вышесказанное, уместным будет отображать не мгновенное значение уровня топлива, а среднее за соответствующий промежуток времени. Для решения этой задачи будем использовать микропроцессор, который будет выполнять следующие функции: накапливать определенное количество

Предварительно при установке датчика производится тарировка бака – топливо полностью сливается, а затем заливается мерным количеством. При этом на каждом шаге замеряется уровень сигнала на выходе датчика. Таким образом, составляется тарировочная таблица, где разным уровням сигнала соответствуют определенное количество топлива. Для

При движении автомобиля наблюдаются колебания жидкости по баку. Применение одного датчика может не обеспечить правильности показаний в случае считывания сигнала за короткий промежуток времени. Для устранения этого недостатка следует увеличить количество датчиков до трех,



Рис. 4 – Структурная схема преобразователя

результатов измерения, вычислять их среднее значение, выдавать команду на блок индикации.

Алгоритм работы микропроцессора приведен на рис. 5. В данном алгоритме в регистр №3 вносится число 64, что будет соответствовать количеству результатов измерения, среднее значение которых будет далее вычисляться. Затем обнуляется значение регистра №2. В нем будет накапливаться сумма 64-х результатов измерений. В свою очередь в регистр №1 с аналого-цифрового преобразователя будет передаваться текущее значение результата измерения.

В качестве первичного преобразователя может также использоваться штатный поплавковый измерительный преобразователь. Его входным сигналом есть уровень топлива. Выходным сигналом будет же либо изменение сопротивления, т.к. поплавков линейно связан с проволочным реостатом, либо изменение напряжения, в случае если данный преобразователь запитать источником электрического тока. Зависимость значения сопротивления резистивного преобразователя, от угла поворота подвода резистора приведена на рис. 6.

Анализ значений графика показывает практически линейную зависимость. Следовательно, можно использовать такой преобразователь в качестве первичного.

Схема предлагаемого измерительного прибора представлена на рис. 7.



Рис. 5 – Алгоритм работы микропроцессора

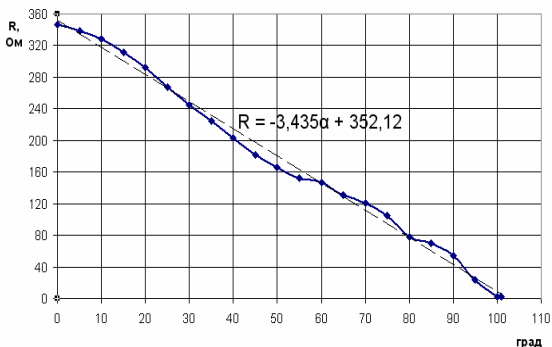


Рис. 6. Зависимость сопротивления поплавкового датчика ВА3-2121 от угла поворота ползуна потенциометра

временные датчики - первичные измерительные преобразователи с микро-

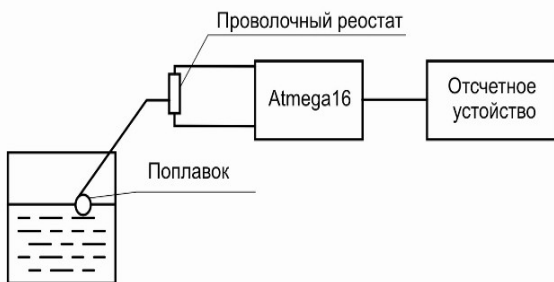


Рис. 6 – Схема измерительного устройства

надежность. Использование подобных датчиков позволит повысить точность измерения примерно в 10 раз, но цена такого измерителя будет выше.

Для повышения точности измерителя с потенциометрическим поплавковым датчиком следует увеличить радиус диска, на котором осуществляется наводка провода или использовать привод от поплавка к потенциометру с механизмом, имеющим передаточное число меньше 1.

Список литературы: 1. Спасокукоцкий О.К., Суд-Злочевский А.И. Элементы электроавтоматики. – К.: Техника, 1965. – 256 с. 2. Поляк Д.Г., Есеновский –Лашков Ю.К. Электроника автомобильных систем управления – М.: Машиностроение, 2000. – 200 с. 3. Голобородько О.О., Радчиць В.В., Коробочка О.М. Мехатронні системи автомобільного транспорту. - Харків: ТОВ Компанія СМІТ, 2006. – 300 с. 4. Сайт - www.owen.ru 5. Сайт - www.filur.net.

При использовании поплавкового потенциометрического преобразователя в сочетании с микропроцессором можно добиться повышения точности показаний измерителя уровня топлива.

Выводы

Для повышения точности показаний автомобильного измерителя количества топлива следует использовать со-

временные датчики - первичные измерительные преобразователи с микропроцессорным устройством обработки сигналов и цифровым индикатором. На сегодняшний день к ним можно отнести ультразвуковые и ёмкостные датчики, которые имеют большую чувствительность и меньшую погрешность измерения. Заявленная производителем погрешность составляет до 1%. Эти датчики не имеют подвижных частей, что упрощает конструкцию и повышает

Поступила в редколлегию 1.11.07

Н.А.ТКАЧУК, д-р. техн. наук, **Н.Н. ТКАЧУК**, НТУ „ХПИ” (г. Харьков),
Т.В. ПОЛИЩУК, ОАО „Азовобщесмаш” (г. Мариуполь)

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ С КИНЕМАТИЧЕСКИ ГЕНЕРИРУЕМЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Предметом обговорення в даній роботі є методи синтезу і аналізу деталей механізмів з поверхнями, що кінетично генеруються. Пропонується підхід до розв'язання задачі синтезу і аналізу ланок, що перебувають в рухому контакті. В рамках єдиного процесу об'єднані етапи просторового моделювання робочих поверхонь, визначення напружено-деформованого стану та прототипування. На прикладі однієї двохпараметричної передачі описані основні етапи досліджень в рамках запропонованого підходу.

An issue in this work are methods of synthesis and analysis of details of mechanisms with the kinetic generated surfaces. Approach is offered to the task solution of synthesis and analysis of units, being in a mobile contact. The stages of spatial modeling of workings surfaces, determination of the stressed-deformed state and prototyping are incorporated within the framework of united process. On an example of some two-parametrical transmission the basic stages of researches are described within the framework of offered approach.

Актуальность и формулировка задачи. Основной способ передачи движения в механизмах и машинах – контактное взаимодействие отдельных их звеньев. При этом важную роль играет форма поверхностей, по которым они соприкасаются, обеспечивающая тот или иной закон относительного движения. Потому задача синтеза геометрии деталей механизмов занимает центральное место при их проектировании. Вместе с тем, прочность и в не меньшей степени работоспособность механизма определяется прочностью и жесткостью его звеньев, что делает актуальной задачу определения напряженно-деформированного состояния (НДС) контактирующих деталей.

Существует огромное множество методов определения контактных напряжений и контактных площадок, что порождает при проектировании новых изделий проблему выбора рациональной схемы анализа и синтеза. Каждому из методов свойственны свои преимущества и недостатки: аналитические методы, в большинстве своем, принимают определенные допущения и приближения относительно полей напряжений и перемещений внутри контактирующих, но, вместе с тем, предоставляют точные в рамках этих допущений решения и, зачастую, в замкнутой форме; метод граничных элементов (МГЭ) отличается сложностью применения для тел сложной формы и неоднородных материалов; метод конечных элементов (МКЭ) – громоздкость модели и определения границ зон контакта в случае их малости и сложности формы.

Основными источниками проблем при исследовании контактного взаимодействия являются следующие факторы: на начальной стадии проектирования необходим умеренно точный, но очень оперативный инструмент определения напряженно-деформированного состояния; на этапе оптимизации конструкции

необходим точный метод определения контактных нагрузок в локальной области контакта и оперативный инструмент определения НДС во всем объеме; взаимосвязанность задач определения формы, эксплуатационных режимов и НДС посредством общих параметров; для сложнопрофильных тел, форма которых не может быть описана при помощи элементарных профилей, приходится решать отдельно задачу нахождения их границ.

Примерами объектов, при изучении которых вышеуказанные факторы играют значительную роль, являются гидрообъемная передача, двухпараметрические передачи, пространственные кулачки, копиры, сопряжение колесо-рельс, опорные управляющие поверхности загрузочных устройств для доменных печей и т.д. [1-3]. Существующие методы и программные комплексы не учитывают всех сформулированных аспектов, кроме того, не дают возможности естественной интеграции в процессы проектирования и технологической подготовки производства новых изделий.

Отсюда возникает актуальная задача – разработка лишенной отмеченных недостатков технологии построения на единой основе всей цепочки проектных, исследовательских и технологических задач и сопряжения ее с существующими системами CAD/CAM/CAE, что даст возможность полноценной и адекватной постановки и решения возникающих разнотипных задач анализа и синтеза.

Целью данной работы является разработка общей структуры алгоритма решения задачи синтеза сложнопрофильных деталей, органически сочетающую оценку контактных напряжений и исследование НДС в рамках единого процесса.

Структура алгоритма решения задачи. Естественно, что специфика исследования контактного взаимодействия сложно-профильных деталей, да еще при наличии связанной с ним задачи моделирования рабочего процесса, описания формы контактирующих поверхностей и определения НДС взаимодействующих тел, не позволяет эффективно применять ни традиционные схемы линейно-последовательного проектирования (например, “эскизный проект – оптимизация – конструирование – технологическая подготовка”), ни механическое встраивание в среду универсальных САПР (Pro/ENGINEER, SolidWorks, UG, CATIA). В связи с этим предлагается альтернативная схема организации единого связанного проектно-исследовательско-технологического процесса (ПИТП), основанного на едином параметрическом подходе.

Рассмотрим исследуемую систему взаимодействующих тел как единство физико-механического процесса (рабочий цикл механизма, узла, агрегата, машины), формы границы S исследуемых тел и НДС.

На рис. 1 укрупненно представлены информационные потоки в случае использования предложенного подхода. Предполагается, что существует некоторое множество параметров, однозначно описывающих исследуемый объект и процесс. Выделив в нем удобный для оперирования базис параметров p , $p \in V$ (этап I), можно инициировать процесс моделирования, состоящий из этапов II-VII:

| | |
|----------------------------------|--|
| $C(N, \omega, t) = 0;$ (1) | $R(q, F, S, t) = 0 \Rightarrow S(\alpha), f(F, S, t);$ (2) |
| $L(u, F, \Omega(S), t) = 0;$ (3) | $\Delta p : \{K(p + \Delta p) \leq 0, I(p + \Delta p) < I(p)\},$ (4) |

где оператор C описывает исходные функциональные требования к исследуемой системе взаимодействующих тел относительно характеристик N, ω ; оператор R описывает рабочий процесс как некоторый физико-механический процесс (q – вектор обобщенных координат системы; F – усилия взаимодействия; S – поверхность контакта); S представляет собой параметрическую запись поверхностей в координатах α ; f – распределение усилий в пространстве и времени t ; L – оператор начально-краевой задачи теории упругости (u – переменные состояния, $\Omega(S)$ – области, занимаемые исследуемыми телами и ограниченные поверхностями S); I – функция качества системы (массовые, прочностные или другие характеристики); K – ограничения на определяющие параметры исследуемой системы.

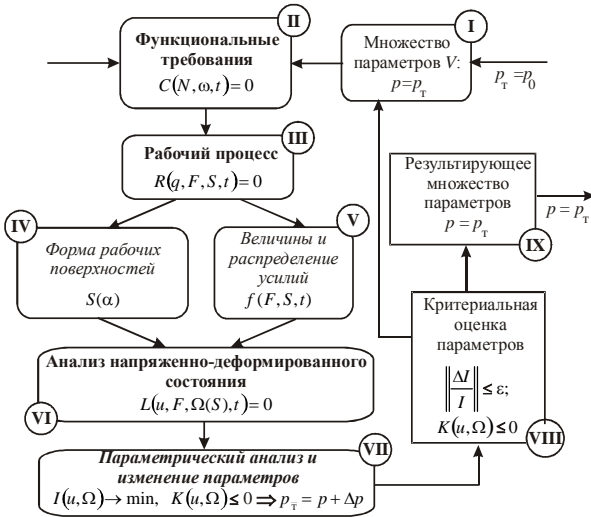


Рис. 1. Параметрическое описание рабочего процесса, формы поверхностей и напряженно-деформированного состояния взаимодействующих тел

Поскольку все соотношения (1)–(4) содержат неявно заданные связи в параметрическом пространстве между некоторыми состояниями системы (текущим и предлагаемым), то, в конечном итоге, важны следующие требования: задание набора $p \in V$ однозначно определяет совокупность единственных решений задач анализа II, III (IV, V), VI; существует некоторая область G в пространстве V , такая, что из $p_0 \in G$ следует су-

ществование и единственность предела итерационной последовательности VII.

На этапе VIII производится проверка выполнения заданных ограничений K текущими параметрами, а также по заданной величине ε – скорости улучшения функции качества. В случае выполнения этих требований на этапе IX формируется выходной результирующий набор параметров p .

Если данные требования выполнены, то сама форма установления зависимостей всех величин от параметров p не важна, а способ решения той или иной задачи анализа диктуется типом моделируемого процесса. Важно также то, что предложенная технология исследований реализует модульную структуру. Относительная независимость каждого из модулей присутствует в момент решения задачи. Поскольку каждый модуль функционирует как звено в замкнутой цепи, то однонаправленный поток “вход-выход” на самом деле содержит обратную связь “по большому циклу”. Кроме того, такая организация исследований дает возможность каждый этап проводить по схеме “входной транслятор данных – система CAD/CAM/CAE – выходной транслятор данных”, в котором центральное звено представляет универсальную систему, а крайние звенья – специализированные процедуры приема-передачи данных.

Достоинствами предложенной технологии является ее гибкость, управляемость, прозрачность информационных потоков и наличие инструментов для естественной интеграции в процесс проектирования, исследования и технологической подготовки производства элементов исследуемых систем, представляющих собой сложно профильные поверхности.

Примеры исследования конструкций. Достаточно полным и наглядным примером реализации предложенной на рис. 1 схемы может служить двухпараметрическая передача. Особенность данного типа передач заключается в том, что их звенья могут одновременно совершать два, а не одно, как в традиционных передачах, относительных движения [4, 2]. Вследствие этой особенности, а также других требований, таких как эквидистантность линий зубьев, постоянство передаточного отношения и др., форма зубьев передачи получается достаточно сложной. Более того, для ее определения приходится решать отдельную задачу синтеза рабочих поверхностей [5]. Применяемая кинематическая модель пространственного зацепления, основывающаяся на теории Литвина [6], и геометрическая модель зубьев допускают параметрическое описание [5]. Однако получаемые в результате моделирования кинематические свойства передачи не могут служить критерием работоспособности синтезированной передачи. Необходимо определить и прочностные характеристики, в частности, оценить величины контактных напряжений, изгибную прочность зубьев отдельных звеньев и прочность колес передачи в целом. Поскольку и геометрия звеньев передачи, и характер контактного взаимодействия их зубьев существенно отличаются от тех, что существуют у традиционных передач, общие и специальные методы машиноведения оказываются неприменимыми для решения поставленной задачи. В свою очередь, предлагаемая технология позволяет разрешить противоречия между различными требованиями к изучаемой передаче в едином цикле исследований в рамках единого параметрического описания. При этом отдельные этапы исследования можно проводить как с применением специальных алгоритмов и методов, так и с использованием средств автоматизированного геометрического и физического моделирования. Взаимосвязь различных составляющих цикла исследований осуществляется на заключительном этапе анализа влияния параметров на изучаемые кинематические и прочностные харак-

теристики с последующим повторением всего цикла исследований. Для цилиндрико-конической передачи с равновысокоширокими зубьями на коническом колесе исходными параметрами **I** являются радиусы колес, количество зубьев каждого из них, углы конусности и начального наклона линии зубьев и прочие [5]. Считается, что набор значений параметров $p \in V$ полностью задает геометрию зубьев цилиндрического колеса. Рабочие поверхности зубьев конического колеса определяются таким образом, чтобы построенная передача удовлетворяла функциональным требованиям **II**: постоянству передаточного отношения, эквидистантность линий зубьев, наличие двух независимых движений. Непосредственное моделирование рабочего процесса **III**, а именно, двухпараметрического зацепления зубьев передачи и вращения ее звеньев, позволяет сформулировать основные соотношения для нахождения точек рабочих поверхностей зубьев в коническом колесе **S IV**, а также определить величину и распределение усилий **f V**, необходимых для

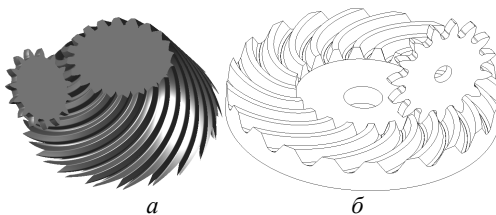


Рис. 2. Общий вид цилиндрико-конической передачи с углом конусности $\pi/6$ (а) и геометрическая модель передачи с углом конусности

передачи заданного вращающего момента. Уже на этом этапе можно определить форму зубьев и колес передачи (рис. 2), а также создать геометрические модели колес в системах автоматизированного проектирования.

Анализ НДС **VI** проводится с целью определения работоспособности синтезированной передачи. Располагая известной формой контактирующих зубчатых колес $\Omega(S)$ и величиной усилий, можно поставить контактную задачу для различных относительных положений звеньев передачи. Искомыми являются как положения колес, при которых возникают наибольшие напряжения, так области зубьев, в которых они достигаются. Интерес представляют величины контактных напряжений и, площадей контактных площадок, контактного сближения на поверхности отдельного зуба, а также характеристики НДС всего колеса. На различных этапах исследования эта задача может решаться различными методами. Так, на начальном, оценочном этапе применим метод Герца оценки контактных напряжений, позволяющий приближенно находить величины нормальных напряжения в зоне контакта и размеры контактных площадок. Метод характеризуется высокой скоростью выполнения и удовлетворительной точностью результатов, что позволяет провести расчет НДС в

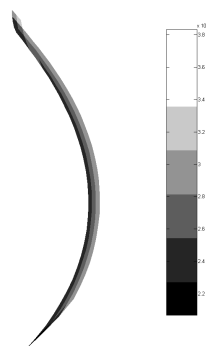


Рис. 3. Распределение максимальных контактных напряжений по поверхности зуба конического колеса (Па)

зоне контакта для большого числа относительных положений колес передачи. При этом могут быть выбираться произвольные точки первоначального контакта на поверхности конического колеса, отвечающие отдельным относительным положениям звеньев передачи (рис. 3).

При оптимизации параметров передачи требуются более точные методы изучения контактного взаимодействия, особенно на тех участках поверхности, которые испытывают наибольшее контактное давление. Вместе с этим необходим расчет НДС каждого из колес в отдельности, так и совместно в рамках постановки задачи контакта двух упругих тел. Для этого потребуются численные модели как отдельных зубьев, так и зубчатых колес целиком. Достоинством предлагаемой технологии исследований является возможность прямого использования результатов геометрического моделирования рабочего

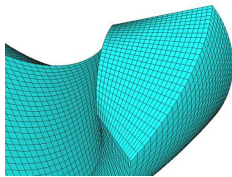


Рис. 4. Фрагмент КЭМ зуба конического колеса

процесса **III** на этапе синтеза рабочих поверхностей **IV**. Так, для цилиндро-конической передачи разработан алгоритм автоматического построения конечно-элементной модели зуба конического колеса по найденному набору точек рабочих поверхностей (рис. 4).

С целью ответа на вопрос об оптимальности текущих значений параметров передачи необходимо осуществить параметрический анализ **VI**, в ходе которого производится оценка кинематических, прочностных и других качеств передачи по заранее сформулированным критериям **I**. Вместе с этим можно выделить

влияние отдельных параметров на указанные свойства передачи и осуществить их вариацию с целью повышения тех или иных качеств, исходя из предъявляемых к передаче требований. Полученный в результате набор должен удовлетворять ограничениям **K**, в случае чего он может быть взят за исходный в новом цикле исследований. Подобный итерационный процесс дает возможность подобрать оптимальные значения одного или целого ряда параметров. Так, например, значение кривизны зуба цилиндрического колеса, имеющего в плоскости вращения эвольвентный профиль [5], может повысить контактную прочность зубьев передачи. Дело в том, что величина максимального контактного напряжения обратно пропор-

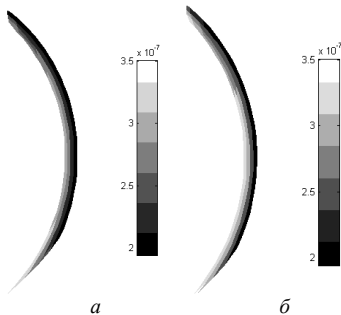


Рис. 5. Распределение значений площадей контактных площадок (m^2) на рабочей поверхности зуба конического колеса при значениях радиуса кривизны зуба цилиндрического колеса 20 мм (*a*) и 30 мм (*b*)

ционально площади контактной площадки при заданном прижимающем усилии. Значение площади пятна контакта тем больше, чем меньше зазор между поверхно-

стями контактирующих тел [7]. С увеличением радиуса кривизны зуба цилиндрического колеса в окружном направлении зазор может быть уменьшен. Однако этот радиус кривизны не может принимать сколь угодно большие значения: начиная с некоторого $\rho_{крит}$ произойдет пересечение областей выпукло-вогнутого зуба конического колеса и выпуклого зуба цилиндрического колеса, когда зазор между их рабочими поверхностями в районе контакта в одном из положений окажется отрицательным. На рис. 5 приведены распределения значений площадей контактных площадок для различных значений кривизны зуба цилиндрического колеса, полученные с помощью метода Герца.

Аналогичные приемы, подходы, методы и алгоритмы применимы при исследовании и оптимизации конструкции механизма наклона плавильной печи [8] (рис. 6).

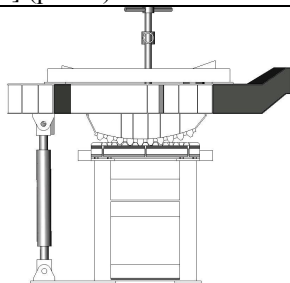


Рис. 6. Механизм наклона плавильной печи: схема конструкции

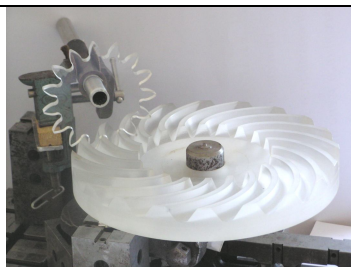


Рис. 7. Прототип цилиндро-конической двухпараметрической зубчатой передачи

Прототипирование. С использованием разработанной методики, моделей, алгоритмов и программного обеспечения появилась возможность реализации сложнопрофильных деталей в материальном виде. На рис. 7 – пример цилиндрико-конической передачи двухпараметрической передачи, изготовленной на станке с ЧПУ по геометрической модели, построенной в Pro/ENGINEER на основе моделирования контактного сопряжения и напряженно-деформированного состояния в специализированном программно-модельном комплексе. Непосредственная проверка продемонстрировала работоспособность изготовленной передачи, в т.ч. обеспечение непрерывности контакта при взаимном смещении колес друг относительно друга.

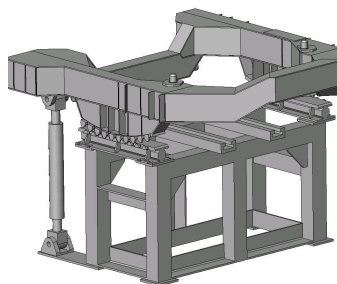


Рис. 8. Электронная модель механизма наклона плавильной печи

На рис. 8 представлен электронная модель макета механизма наклона плавильной печи, выполненная в среде SolidWorks. Данная модель уже подготовлена для численного анализа напряженно-деформированного состояния с учетом

контактного взаимодействия, а также служит основой для изготовления физического макета, на котором будет производиться экспериментальное исследование кинематики, динамики и напряженно-деформированного состояния.

Заключение. Предложенная технология частично реализована для цилиндро-конической передачи и механизма наклона плавильной печи. Создан программный комплекс синтеза рабочих поверхностей, оценки и анализа контактных напряжений, а также реализован алгоритм автоматизированного создания конечноэлементных моделей зубьев передачи. С помощью этого инструмента проведен ряд многовариантных расчетов двухпараметрической передачи по схеме на рис. 1, показавший работоспособность и применимость технологии для исследования сложнопрофильных деталей различных механизмов и их оптимизации по кинематическим и прочностным критериям, а также создана электронная модель механизма наклона плавильной печи.

Оказалось, что даже оценочные расчеты в рамках исследовательской схемы приносят существенные результаты: характер качественной зависимости прочностных характеристик от варьируемых параметров, области максимальных напряжений и рабочие режимы, при которых они возникают. Кроме того, все модули программного комплекса выполняются автоматически, что при наличии автоматизированных средств взаимодействия отдельных составляющих программного комплекса и применении средств автоматизированного проектирования существенно сокращает время проектирования и синтеза оптимальных параметров.

Изготовлен прототип двухпараметрической цилиндро-конической зубчатой передачи, продемонстрировавший работоспособность, сопрягаемость рабочих поверхностей и отсутствие интерференции материала. Планируется изготовление макета механизма наклона плавильной печи.

На основании проведенных расчетов можно сделать вывод о перспективности такой технологии исследований и возможности ее эффективного применения для широкого класса сложнопрофильных деталей конструкций.

Список литературы: 1. *Ткачук А.В., Ткачук Н.Н.* Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи // Вестник НТУ „ХПИ”. – 2003 – № 28. – с.9-18. 2. *Ткачук Н.Н.* Методы и алгоритмы синтеза формы рабочих поверхностей зубьев двухпараметрических передач // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2005. – № 60. – С.137-151. 3. *Левина З.М., Решетов Д.Н.* Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с. 4. *Ковалюх В.Р.* Синтез зубчатых вариаторов на основе колес с равновысокоширокими зубьями и впадинами: Дисс. канд.техн. наук // Харьков, 1982. – 156 с. 5. *Ткачук Н.Н.* Особенности реализации кинематического метода расчета двухпараметрических передач // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – № 3. – С.133-151. 6. *Литвин Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений. – Л.: Машиностроение, 1968. – 584 с. 7. *Hertz H.* Uber die Beruhrung fester elastischer Korper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – S.156-171. 8. *Полицук Т.В., Ткачук Н.Н.* К вопросу о кинематическом и силовом анализе механизма наклона плавильной печи // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2007. – № 29. – С.122-131.

Поступила в редколлегию 08.11.07

А.В. ТРИНЕВ, канд. техн. наук, *В.Т. КОВАЛЕНКО*, канд. техн. наук,
А.Н. АВРАМЕНКО, *С.А. СИРОТИН* (г. Харьков)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ СОПРЯЖЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ КЛАПАН – НАПРАВЛЯЮЩАЯ ВТУЛКА

В роботі приводяться результати розрахунково-експериментального аналізу умов роботи пари клапан – направляюча втулка. Для уточнення граничних умов задачі теплопровідності проведено термометрію випускних клапанів та втулок, а також оцінено динаміку зміни зазору в парі в залежності від режиму роботи двигуна.

In work results of a settlement - experimental research of operating conditions of interface the valve - the cartridge are resulted. For specification of boundary conditions problem of heat conductivity the thermometry of exhaust valves and directing cartridges is carried spent, and also dynamics of change a backlash in interface is appreciated on power setting.

Введение. Современное двигателестроение развивается по пути улучшения технико-экономических и экологических показателей, увеличению литровой мощности и ресурса деталей двигателя. С ростом уровня форсирования ухудшаются условия работы деталей камеры сгорания, в частности выпускных клапанов.

Основными требованиями, предъявляемыми к деталям клапанного узла являются: способность длительное время работать при высоких тепловых и механических нагрузках, сопротивляться воздействию агрессивных сред, работать в условиях граничного трения с минимально допустимым зазором в паре клапан – втулка, обеспечивающим минимальный расход масла на угар.

Анализ публикаций. В работах большинства авторов расчетно-экспериментальный анализ условий работы пары стержень клапана – направляющая втулка в основном сводился к анализу теплового состояния этих деталей. При этом при выполнении расчетного анализа, значения граничных условий (ГУ) задачи теплопроводности по сопряжению, задавались в очень широких пределах, что отрицательно сказывалось на точности полученных результатов.

Неизученным в существующих работах [1, 2] остается вопрос изменения зазора в паре стержень клапана – втулка при изменении режима работы двигателя, и его влияние на условия работы сопряжения. Более подробно актуальность исследования условий работы пары стержень клапана – втулка рассмотрен в работе [3].

Получение экспериментальной зависимости динамики изменения зазора в паре стержень клапана – втулка, в зависимости от теплового состояния сопряжения, позволит оптимизировать зазор, снизить расход масла на угар,

износ стержня клапана и направляющей втулки, и, соответственно, повысить надежность клапанного узла.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы было уточнение ГУ задачи теплопроводности по участкам теплообменной поверхности пары стержень клапана – направляющая втулка.

В работе ставились задачи:

- разработать расчетно-экспериментальную методику изучения условий работы пары клапан – втулка;
- разработать узловую математическую модель деталей клапанного узла;
- провести термометрию выпускных клапанов и направляющих втулок;
- экспериментально оценить динамику изменения зазора в паре клапан – втулка;
- сделать выводы и рекомендации по повышению надежности деталей клапанного узла.

Основные этапы и результаты исследования. Объект исследования – выпускной клапан узел автотракторного дизеля СМД-17Н.

Экспериментальному этапу предшествовало расчетное моделирование. Для разработки узловой модели клапанного узла использовался программный комплекс, основанный на методе конечных элементов (МКЭ). Узловая модель содержит выпускной клапан, направляющую втулку, седло и фрагмент головки цилиндров, причем втулка и седло установлены во фрагмент головки с посадочным натягом. На рис. 1 представлена узловая модель клапанного узла.

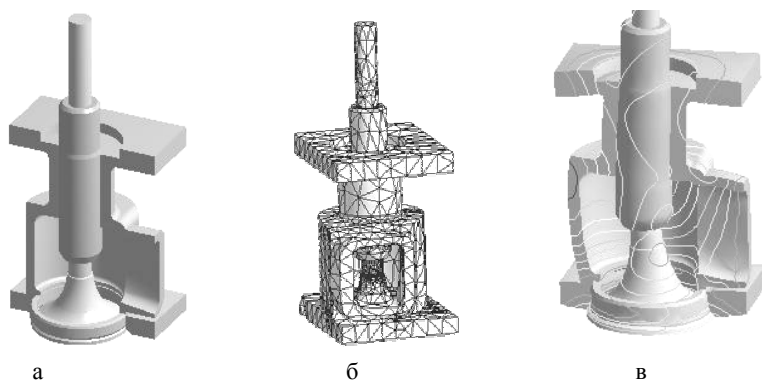


Рис. 1. Узловая модель клапанного узла: а – расчетная область узла, б – разбивка расчетной области на конечные элементы, в – деформированный вид узловой модели

Такая модель позволяет учитывать окружающую неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики, а также совместные термомеханические деформации деталей, входящих в узел.

Решение задачи в трехмерной постановке положительно сказывается на достоверности результатов расчетного моделирования.

Особенностью МКЭ является то, что при абсолютно правильных значениях ГУ можно получить достоверный результат расчетного моделирования. Из этого следует, что способ задания и сами значения ГУ отражают степень понимания физической задачи исследователем.

Таким образом, для уточнения узловой модели необходимо обязательное проведение комплексных расчетно-экспериментальных исследований.

Эксперимент был проведен на моторном стенде дизеля СМД-17Н при

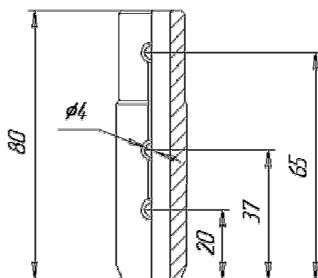


Рис. 2. Схема дообработки направляющей втулки под установку индуктивных датчиков

работе двигателя по нагрузочной характеристики от режима холостого хода до максимального крутящего момента, при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

В ходе эксперимента при помощи хромель-алюмелевых термопар проводилась термометрия выпускных клапанов и направляющих втулок. Для передачи сигнала от термопар, установленных в выпускном клапане, к регистрирующему прибору А565, использовался прерывистый токосъем и конденсатор. Динамика изменения зазора в паре клапан – втулка в зависимости от режима работы дизеля и ход клапана, определялся при помощи индуктивных датчиков. В направляющей втулке индуктивные датчики устанавливались в плоскости качания клапана. Сигнал от индуктивных датчиков через усилитель передавался на осциллограф. Для привязки к положению коленчатого вала использовался датчик индукционного типа.

На рис. 2 приведен эскиз дообработки направляющей втулки под установку индуктивных датчиков.

Тарировка индуктивных датчиков проводилась при помощи тарировочного конуса и набора калиброванных шайб, а также с использованием “холодной” прокрутки двигателя от стартера без подачи топлива. При этом уточ-

нялся масштаб осциллограмм для данного диаметрального зазора в холодном состоянии, значение которого предварительно выбиралось равным 0,08 мм.

На рис. 3 приведена зависимость изменения зазора в паре стержень клапана - направляющая втулка в трех поясах по высоте втулки в зависимости от нагрузки. Значение зазора приведено для положения клапана в момент его выстоя, когда клапан полностью открыт. Цифрами на рисунке обозначено: 1- значение зазора в паре у верхнего торца направляющей втулки; 2- значение зазора в центральной части по высоте втулки и 3 – значение зазора в паре у нижнего торца втулки.

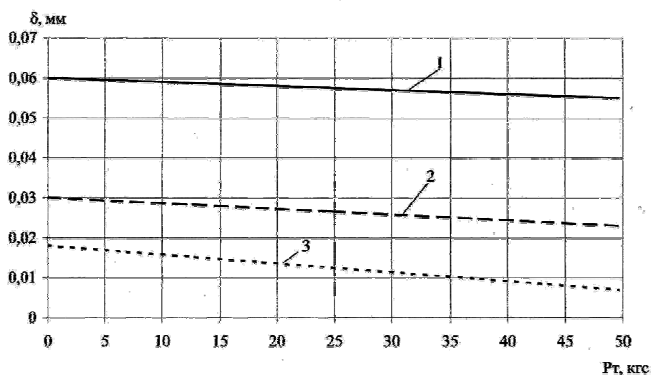


Рис. 3. Динамика изменения зазора в паре стержень клапана - направляющая втулка

Из графика видно, что зазор в паре клапана – втулка изменяется неравномерно по высоте втулки в зависимости от нагрузки.

Выводы. Полученные в результате эксперимента данные о тепловом состоянии и динамике изменения зазора в сопряжении клапан – втулка могут в дальнейшем использоваться для уточнения узловой математической модели деталей клапанного узла, что позволит конструктору выбирать оптимальный зазор в сопряжении и прогнозировать условия возникновения заклинивания клапана во втулке при увеличении уровня форсирования ДВС.

Список литературы: 1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. - Л., 1974. - 552 с. 3. Тринёв А.В., Авраменко А.Н. Актуальность исследования теплообменных процессов в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка для быстроходных форсированных дизелей. //Вестник науки и техники /НТУ “ХПИ”, ООО “ХДНТ”. – Харьков: ООО “ХДНТ”, 2005. - № 4 (23) - С. 4 – 10.

Поступила в редколлегию 29.07.07

В.Т. ТУРЧИН, аспірант каф. ДВЗ НТУ «ХП» (м. Харків)

ОЦІНКА РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

На основі узагальненої функції бажаності виконано аналіз впливу коефіцієнту теплообміну в порожнині охолодження на температурний стан поршня швидкохідного дизеля. Визначено резерви підвищення ресурсної міцності поршня швидкохідного дизеля.

On the basis of the generalized function of desirability the analysis of influence coefficient heat exchange in a cooling gallery on a temperature condition of a high-speed diesel engine piston is executed. Reserves of increase of resource durability of a high-speed diesel engine piston are determined.

На сьогодні загальною є чітка тенденція збільшення потужності сучасних швидкохідних дизелів при збереженні масогабаритних показників, що, в свою чергу, веде до збільшення рівня форсування двигуна. Зростання рівня форсування дизеля супроводжується суттєвим збільшенням температур та термічних напружень в деталях камери згоряння (КЗ). Забезпечення ресурсної міцності деталей КЗ в цих умовах стає вкрай складною науково-технічною задачею, а доводка таких деталей вимагає значних часу і коштів. У зв'язку з наведеним загострюється актуальність оцінки резервів підвищення ресурсної міцності поршнів швидкохідних дизелів на стадії їх проектування.

Основним впливовим фактором, що визначає рівень ресурсної міцності поршня є температура в зоні кромки КЗ. Забезпечення припустимого рівня температур в поршнях швидкохідних дизелів при їх перспективному форсуванні в першу чергу здійснюють шляхом інтенсифікації теплообміну між поршнем та системою охолодження [1]. Найбільш ефективним засобом зниження температур є використання галерейного охолодження [2-4]. Слід враховувати, що при цьому виникає проблемна задача розташування порожнини охолодження, вибору її розмірів.

Значні труднощі оптимізації конструкції пов'язують з обов'язковим урахуванням моделі нестационарного навантаження двигунів в експлуатації та особливостями методики визначення руйнуючих пошкоджень в особливо термонавантаженої зоні поршня. При цьому в [5], наприклад, для дизеля трактора сільськогосподарського призначення визначено 8 перехідних процесів, що складають модель експлуатації, а за кожним процесом руйнуючі пошкодження розраховуються з кроком в часі, що є меншим за 0,1 хв. Ясно, що задача конструктивної оптимізації поршня за критерієм забезпечення заданого ресурсу є вкрай неекономічною. Для суттєвого підвищення економічності процедури оптимізації нами запропоновано використання узагальненої функції бажаності [6]

$$D_{\text{терм.}} = \sqrt[3]{d_{t_1} \cdot d_{\Delta_{1-2}} \cdot d_{t_3} \cdot d_n}; \quad (1)$$

$$d_{t_1} = \begin{cases} \exp[-\exp(1,5 - 0,01t_1)], & t_1 < 0,9t_{onm} \\ 0,8, & 0,9t_{onm} < t_1 < t_{onm} \\ \exp[-\exp(0,099 - 31,24)], & t_1 > t_{onm} \end{cases}, \quad (2)$$

$$d_{\Delta t_{1-2}} = \exp[-\exp(0,195\Delta t_{1-2} - 7,16)]; \quad (3)$$

$$d_{t_3} = \begin{cases} 1 - 80 \cdot (1 - t_3/t_{zp})^2, & t_3 < 0,9t_{zp} \\ 0,8, & 0,9t_{zp} < t_3 < t_{zp} \\ 1 - 2000 \cdot (1 - t_3/t_{zp}), & t_3 > t_{zp} \end{cases}; \quad (4)$$

$$d_n = \begin{cases} 1 - 80 \cdot (1 - t_n/t_{zp})^2, & t_n < 0,9t_{zp} \\ 0,8, & 0,9t_{zp} < t_n < t_{zp} \\ 1 - 2000 \cdot (1 - t_n/t_{zp}), & t_n > t_{zp} \end{cases}, \quad (5)$$

де t_1 – температура поршня в зоні кромки камери згоряння (КЗ), °C ;

Δt_{1-2} – теплоперепад температур між кромкою КЗ та периферійною зоною вогневої поверхні донця поршня, °C ;

t_3 – температура поршня в зоні верхнього поршневого кільця (ПК), °C ;

t_n – температура в зоні порожнини охолодження, °C ;

d_{t_1} , $d_{\Delta t_{1-2}}$, d_{t_3} , d_n – безрозмірні критерії (часткові функції бажаності) теплонапруженості поршня.

Тут критерії d_{t_1} та $d_{\Delta t_{1-2}}$ визначають рівень тривалої міцності кромки КЗ поршня, d_{t_3} – припустимий рівень температур в зоні ПК, а d_n – припустимий рівень температур в порожнині охолодження. Видно, що застосовано метод згортання чотирьох часткових критеріїв якості конструкції до єдиного скалярного критерію D , що враховує ресурсну міцність конструкції, яка розглядається.

Для забезпечення заданої ресурсної міцності кромки КЗ поршнів швидкохідних дизелів при їх перспективному форсуванні нами запропоновано нові конструкції, що дозволяють інтенсифікувати тепловідвід від поршня в охолоджуюче середовище.

У зв'язку з цим метою роботи є оцінка можливих резервів підвищення ресурсної міцності поршнів. Для досягнення цієї мети поставлено задачу аналізу впливу величини коефіцієнту теплообміну в масляній порожнині на рівень бажаності D для поршня форсованого двигуна для трактора сільськогосподарського призначення.

Задачу вирішено для поршня з порожниною охолодження дизеля 4ЧН12/14, діапазон форсування – 18...30 кВт/л. Оцінку теплонапруженості конструкції визначено при різних значеннях коефіцієнту теплообміну α в порожнині – 0,5...6 кВт/(м²·К).

В таблиці 1 наведено результати розрахунків температурного поля поршня для різних значень α при різних рівнях форсування дизеля. На рис.1 представлено оцінку бажаності D температурного стану для різних значень α . Оптимізація положення масляної порожнини для даних рис.1 за критерієм D нами виконана в [6].

Таблиця 1

Результати розрахунків температурного поля поршня дизеля 4ЧН12/14

| N _{лп} , кВт/л | $\alpha=0,5$ кВт/(м ² ·К) | | | | $\alpha=1,5$ кВт/(м ² ·К) | | | | $\alpha=2,5$ кВт/(м ² ·К) | | | |
|----------------------------|--------------------------------------|------------------|----------------|----------------|--------------------------------------|------------------|----------------|----------------|--------------------------------------|------------------|----------------|----------------|
| | Температура, °С | | | | Температура, °С | | | | Температура, °С | | | |
| | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п |
| 18 | 270 | 20 | 225 | 232 | 264 | 20 | 222 | 225 | 258 | 19 | 218 | 218 |
| 20 | 281 | 21 | 233 | 240 | 274 | 21 | 229 | 232 | 268 | 20 | 225 | 225 |
| 22 | 292 | 22 | 241 | 248 | 284 | 22 | 236 | 239 | 278 | 21 | 232 | 232 |
| 24 | 302 | 24 | 248 | 256 | 294 | 23 | 243 | 246 | 287 | 22 | 239 | 238 |
| 26 | 313 | 25 | 256 | 264 | 304 | 24 | 251 | 254 | 297 | 24 | 246 | 245 |
| 28 | 323 | 27 | 263 | 272 | 314 | 25 | 258 | 261 | 306 | 25 | 253 | 251 |
| 30 | 334 | 28 | 271 | 280 | 324 | 26 | 265 | 268 | 316 | 26 | 260 | 258 |
| N _{лп} , кВт/л | $\alpha=3$ кВт/(м ² ·К) | | | | $\alpha=4$ кВт/(м ² ·К) | | | | $\alpha=6$ кВт/(м ² ·К) | | | |
| | Температура, °С | | | | Температура, °С | | | | Температура, °С | | | |
| | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п | t ₁ | Δt_{1-2} | t ₃ | t _п |
| 18 | 257 | 19 | 217 | 217 | 253 | 18 | 214 | 212 | 246 | 17 | 211 | 205 |
| 20 | 266 | 20 | 224 | 223 | 262 | 19 | 221 | 218 | 255 | 18 | 217 | 210 |
| 22 | 275 | 21 | 231 | 229 | 271 | 20 | 228 | 224 | 264 | 19 | 223 | 215 |
| 24 | 285 | 22 | 238 | 235 | 280 | 21 | 234 | 230 | 272 | 21 | 229 | 220 |
| 26 | 294 | 24 | 244 | 242 | 289 | 23 | 241 | 235 | 281 | 22 | 236 | 225 |
| 28 | 304 | 25 | 251 | 248 | 298 | 24 | 247 | 241 | 289 | 24 | 242 | 230 |
| 30 | 313 | 26 | 258 | 254 | 307 | 25 | 254 | 247 | 298 | 25 | 248 | 235 |

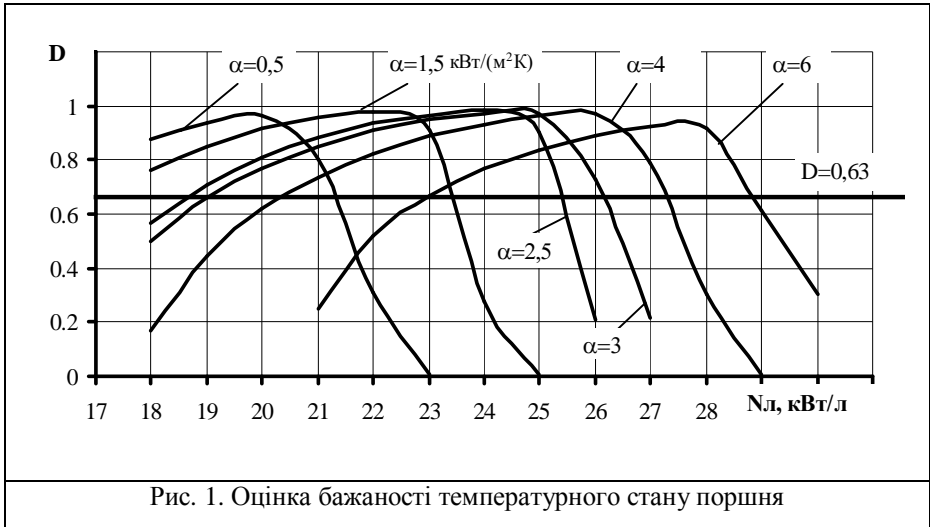


Рис. 1. Оцінка бажаності температурного стану поршня

З рис.1 видно, що для існуючих значень коефіцієнту теплообміну $\alpha = 0,5 - 2,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ межа форсування дизеля досягається при $N_{л}=25,5 \text{ кВт}/\text{л}$. Досягнення значень $\alpha = 4 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ в порожнині дозволяє підняти рівень форсування на 10%, а при зростанні $\alpha = 6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – на 15%.

Узагальнюючи наведені у роботі результати можна зробити висновок, що використання порожнин охолодження в поршнях швидкохідних дизелів в сукупності з пристроями, що дозволяють інтенсифікувати теплообмін в порожнині охолодження, являється ефективним засобом зниження теплонпруженості та забезпечення заданого ресурсу при перспективному форсуванні двигунів.

Список літератури: 1. Роземблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Hidehiko Kajiwara, Yukihoro Fujioka, Tatsuya Suzuki, Hideo Negishi. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines // JSAE. – Tokyo, Japan. – 2002. – P. 429-434. 3. Поршень для двигателя внутреннего сгорания, охлаждаемый маслом: А.с. SU 1686207 А1, МКИ F02F3/22 / Г.К.Кузнецов, Н.А. Иващенко, М.Д. Медведев, Т.Д. Медведева (СССР). – № 4757823/06, Заявлено 09.11.89; опубликовано 23.10.91., Бюл. №9. 4. Поршень двигателя внутреннего сгорания: А.с. SU 1560759 А1, МКИ F02F3/18 / А.Н. Гоц, С.В. Папонов, В.К. Фомин, Б.К. Балок (СССР). – № 4276636/25-06, Заявлено 06.07.87, опубликовано 30.04.90., Бюл. №16. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332 с. 6. В.Т. Турчин, В.О. Пильов, Л.П. Шевченко / Забезпечення ресурсної міцності поршнів перспективних високо форсованих дизелів // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 20. – С.102-104.

Поступила в редколлегию 03.07.07

С.А. ШУБА, ассистент (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ КРЮКОВОЙ НАГРУЗКИ

Розроблено матричні системи, які являють собою математичні моделі трансмісії гусеничного трактора, що з однієї сторони описують всю кінематику, всі навантаження й всі втрати в трансмісії, а з іншої оцінюють кінематичні, тягові й енергетичні показники трансмісії й гусеничної машини в цілому.

It is designed matrix systems, which present itself mathematical models of caterpillar tractor transmission, which on the one hand describe whole kinematics, all loads and all loss in transmission, and with other value the kinematics, tractive and energy factors of transmission and caterpillar machine as a whole.

Социально-экономический рост Украины тесно связан с уровнем обеспечения агропромышленного комплекса энергоемкой сельскохозяйственной техникой, в частности, гусеничными тракторами. По сравнению с колесными моделями, гусеничные сельскохозяйственные тракторы имеют ряд существенных преимуществ, особенно при выполнении энергоемких весенне-полевых работ за короткий период времени, обусловленный агротехническими требованиями. Однако гусеничные тракторы имеют также и недостатки, которые связаны с осуществлением поворота как самого трактора, так и машинно-тракторного агрегата. В современных условиях жесткой конкуренции на рынке сельскохозяйственной техники большую роль играет обоснование типа механизма поворота трактора и его проектирование, учет влияния механизма поворота на нагруженность трансмиссии, на опорную поверхность, на качество выполнения агротехнических операций, а также на условия работы оператора. Все это возможно при наличии достаточно точных математических моделей как самих механизмов поворота, так и поворота гусеничных машин в целом. Этим вопросам посвящен целый ряд работ [1-8, 11-12]. Использование комплексного подхода и прогрессивных методик при разработке и создании механизмов поворота трактора, в том числе бесступенчатых гидрообъемных механизмов поворота, обладающих высокими эксплуатационными показателями, требуемой надежностью – одна из важнейших задач, стоящих перед отраслью тракторостроения.

В данной работе была поставлена задача разработать математическую модель поворота гусеничной машины с учетом перераспределения вертикальных нагрузок между гусеницами от действия крюковой нагрузки.

Поворот гусеничной машины будем рассматривать как плоскопараллельное движение по горизонтальной поверхности в абсолютной системе координат xOy (рис. 1). Начало переносной системы координат $x_cO_cy_c$ совпадает с центром масс машины. Положение исследуемой системы определяют

три обобщенные координаты: координаты центра масс x , y и угол поворота ψ . Точка O является геометрическим центром симметрии, точка C – центр масс – смещена относительно ее на величину x_c . Точки O_1 и O_2 – полюса поворота опорных участков (длина L) отстающей и забегающей гусениц соответственно, располагаются на одной прямой, проходящей через центр поворота O_{II} машины. Величина x_0 – смещение центра поворота – зависит от характеристик грунта, скорости и ускорения при движении гусеничной машины, величины центробежных сил [1].

Запишем кинематические соотношения, связывающие величины скорости центра масс V_c , угловой скорости ω и радиуса поворота R с угловыми скоростями ведущих колес гусеничной машины. Для определенности будем рассматривать правый поворот, т.е. забегающей является левая гусеница ($\omega_{ХЛ} > \omega_{ХП}$):

$$V_c^2(t) = V_{cx}^2(t) + V_{cy}^2(t), \quad (1)$$

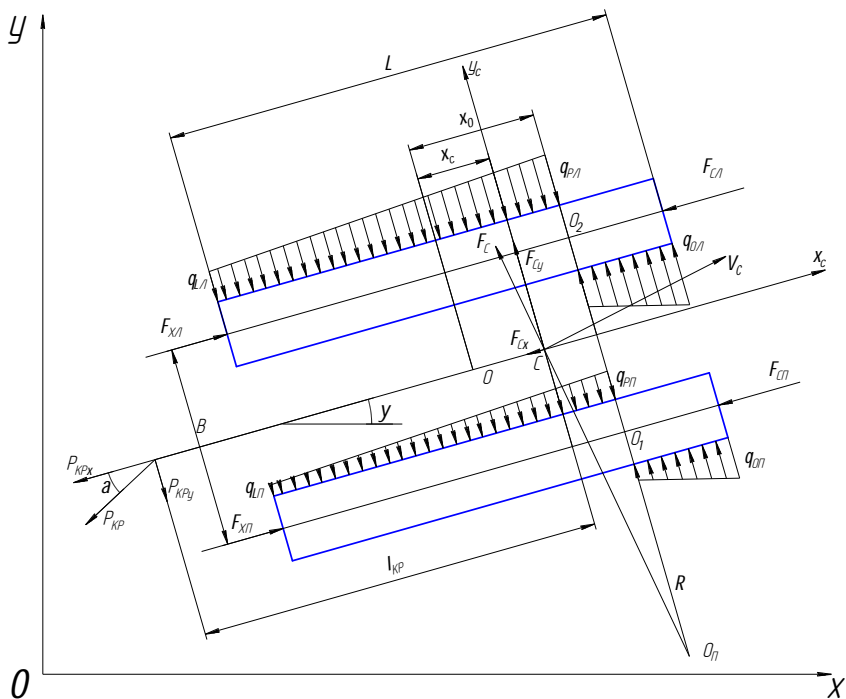


Рис. 1. Схема поворота гусеничной машины

продольная V_{cx} и поперечная V_{cy} составляющие скорости центра масс имеют вид

$$V_{cx}(t) = \frac{1}{2} [\omega_{xл}(t)(1-\delta_{л}) + \omega_{xл}(t)(1-\delta_{л})] r; \quad (2)$$

$$V_{cy}(t) = -(x_0 - x_c) \dot{\psi}(t) = -x_s(t) \cdot \dot{\psi}(t), \quad (3)$$

где r – радиус ведущего колеса, $\omega_{xл}(t)$, $\omega_{xл}(t)$ – мгновенные угловые скорости правого и левого ведущих колес соответственно; $x_s(t) = x_0 - x_c$ – расстояние от центра масс до линии полюсов O_1O_2 [1]. Угловая скорость гусеничной машины в повороте имеет вид:

$$\dot{\psi}(t) = -\frac{r}{B} [\omega_{xл}(t)(1-\delta_{л}) - \omega_{xл}(t)(1-\delta_{л})]. \quad (4)$$

Тогда радиус поворота гусеничной машины вокруг центра $O_{п}$ можно определить из выражения:

$$R = \frac{V_{cx}(t)}{\dot{\psi}(t)} = \frac{\frac{1}{2} [\omega_{xл}(t)(1-\delta_{л}) + \omega_{xл}(t)(1-\delta_{л})]}{[\omega_{xл}(t)(1-\delta_{л}) - \omega_{xл}(t)(1-\delta_{л})]}. \quad (5)$$

Кинетическая энергия гусеничной машины в повороте может быть представлена в виде [4]:

$$T = I_2 \frac{V_{cx}^2(t) + V_{cy}^2(t)}{2r^2} + I_n \frac{\dot{\Psi}^2(t)}{2}, \quad (6)$$

где I_2 – приведенный к ведущим колесам момент инерции, учитывающий инерцию поступательно движущейся массы ГМ и вращающихся масс гусеничного движителя; I_n – момент инерции ГМ относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения. Величина момента инерции I_n может быть получена экспериментально, а для расчета момента инерции I_2 можно воспользоваться следующей зависимостью [2, 4]:

$$I_2 = \frac{Gr^2}{g} + 2 \left(m_{Г} r^2 + I_{BK} + n I_{OK} \frac{r^2}{r_{OK}^2} + I_{HK} \frac{r^2}{r_{HK}^2} \right), \quad (7)$$

где G – вес тягача; g – ускорение силы тяжести; $m_{Г}$ – масса гусеницы; I_{BK} – момент инерции ведущего колеса; I_{OK} – момент инерции опорного катка;

I_{HK} – момент инерции направляющего колеса; r_{OK} – радиус опорного катка; r_{HK} – радиус направляющего колеса; n – число опорных катков по одному борту.

Дифференциальные уравнения Лагранжа второго рода относительно обобщенных координат $V_{cx}(t)$ и $\psi(t)$ записываются в виде [1]:

$$\frac{I_2}{r^2} \frac{dV_{cx}}{dt} = \frac{I_2}{2} \left[\frac{d\omega_{xII}(t)}{dt} + \frac{d\omega_{xLI}(t)}{dt} \right] = M_{xII} + M_{xLI} - M_{cPI} - M_{cLI}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{2r^2}{B^2} \left[\left(I_{II} + I_2 \frac{x_s^2(t)}{r^2} \right) \left(\frac{d\omega_{xLI}(t)}{dt} - \frac{d\omega_{xII}(t)}{dt} \right) + 2I_2 \frac{x_s(t)}{r^2} \frac{dx_s(t)}{dt} (\omega_{xLI}(t) - \omega_{xII}(t)) \right] = \\ = -M_{xII} + M_{xLI} + M_{cPI} - M_{cLI} - M_c \frac{2r}{B}, \end{aligned} \quad (9)$$

где M_{cPI} , M_{cLI} – моменты сопротивления движению по правому и левому бортам; M_c – момент сопротивления повороту.

Моменты сопротивления M_{cPI} и M_{cLI} определяются реакциями N_{II} и N_{LI} , а также продольной составляющей F_{cx} центробежной силы F_c . При этом учитывается: перераспределение вертикальных нагрузок между гусеницами за счет действия центробежной силы [3], силы тяги на крюке, приложенной на высоте $h_{кр}$ от опорной поверхности и расстоянии $l_{кр}$ от центра тяжести машины; действующие пары сил, приложенных к гусеницам на плече B , уравновешивающей действие момента составляющей F_{cy} на плече $x_s(t) = \chi_0 L/2 - x_c$ [3]:

$$M_{cPI} = \left[N_{II} f_{II} + \frac{F_{cx}}{2} + F_{cy} \frac{x_s}{B} + \frac{P_{KPx}}{2} + P_{KPy} \frac{l_{кр} + x_s}{B} \right] r; \quad (10)$$

$$M_{cLI} = \left[N_{LI} f_{LI} + \frac{F_{cx}}{2} - F_{cy} \frac{x_s}{B} + \frac{P_{KPx}}{2} - P_{KPy} \frac{l_{кр} + x_s}{B} \right] r, \quad (11)$$

где f_{II} , f_{LI} – коэффициенты сопротивления движению по правому и левому бортам соответственно;

$$N_{II} = \frac{G}{2} - F_{cy} \frac{H}{B} + P_{KPy} \frac{h_{кр}}{B}; \quad (12)$$

$$N_{LI} = \frac{G}{2} + F_{cy} \frac{H}{B} - P_{KPy} \frac{h_{кр}}{B}; \quad (13)$$

$$F_{cx} = \frac{G}{g} x_s(t) \cdot \psi^2(t) = \frac{G}{g} \left(\frac{L}{2} \chi_0 - x_c \right) \cdot \psi^2(t); \quad (14)$$

$$F_{cy} = \frac{G}{g} R \psi^2(t) = -\frac{G}{g} V_{cx} \psi(t) = -\frac{Gr^2}{2gB} (\omega_{xi}^2(t) - \omega_{xn}^2(t)). \quad (15)$$

Момент сопротивления повороту можно определить выражением [5]:

$$M_c = \frac{\mu GL}{4} K_c, \quad (16)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту, K_c – поправочный коэффициент.

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{1 + a_\mu \left(\frac{R_3}{B} - 1 \right) - b_\mu \left(\frac{R_3^2}{B^2} - 1 \right)}, \quad (17)$$

где μ_{\max} – максимальный коэффициент сопротивления повороту, a_μ , b_μ – коэффициенты, характеризующие почву (для слежавшейся черноземной почвы $a_\mu=0,15$, $b_\mu=0,0006$, $\mu_{\max}=0,82$), R_3 – радиус поворота по забегавшей гусенице.

$$R_3 = R + 0,5B = \frac{V_{cx}}{\dot{\psi}} + 0,5B. \quad (18)$$

$$K_c = \frac{(L^2 + 4x_0^2)(L^2 + 4x_c x_0) - 16x_c x_0 L^2}{L^4}. \quad (19)$$

Смещение полюсов поворота гусениц относительно середины опорной поверхности гусениц может быть определено из уравнения [2, 5]:

$$12x_c x_0^2 + 2L^2 x_0 - 3x_c L^2 = 0. \quad (20)$$

Активные моменты на ведущих колесах машины получаются из уравнений (8) и (9). По принципу Даламбера они должны уравновесить моменты динамической нагрузки и моменты сопротивления движению гусеничной машины [1]:

$$\begin{aligned} M_{xII} = F_{xII} r = & \left[I_2 \left(\frac{1}{4} + \frac{x_s^2(t)}{B^2} \right) + I_{II} \frac{r^2}{B^2} \right] \frac{d\omega_{xII}(t)}{dt} + \\ & + \left[I_2 \left(\frac{1}{4} - \frac{x_s^2(t)}{B^2} \right) - I_{II} \frac{r^2}{B^2} \right] \frac{d\omega_{xI}(t)}{dt} - 2I_2 \frac{x_s(t)}{B^2} \frac{dx_s(t)}{dt} (\omega_{xI}(t) - \omega_{xII}(t)) + \\ & + M_{cII} + M_c \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\psi}(t); \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
M_{ХЛ} = F_{ХЛ} r = & \left[I_2 \left(\frac{1}{4} - \frac{x_s^2(t)}{B^2} \right) - I_{II} \frac{r^2}{B^2} \right] \frac{d\omega_{ХЛ}(t)}{dt} + \\
& + \left[I_2 \left(\frac{1}{4} + \frac{x_s^2(t)}{B^2} \right) + I_{II} \frac{r^2}{B^2} \right] \frac{d\omega_{ХЛ}(t)}{dt} + 2I_2 \frac{x_s(t)}{B^2} \frac{dx_s(t)}{dt} (\omega_{ХЛ}(t) - \omega_{ХЛ}(t)) + \\
& + M_{СЛ} - M_C \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\Psi}(t).
\end{aligned} \tag{22}$$

Здесь $F_{ХЛ}$ и $F_{ХЛ}$ – тяговые усилия на ведущих колесах ГМ.

Таким образом, предложенная математическая модель поворота гусеничной машины учитывает перераспределение вертикальных нагрузок между гусеницами от действия крюковой нагрузки, центробежной силы.

Список литературы: 1. *Самородов В.Б.* К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота // Вестник ХГПУ, серия НРСТ.– 2000.– Вып.79. – С.123-127. 2. *Забавников Н.А.* Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448с. 3. *Самородов В.Б., Медведев Н.Г., Рогов А.В.* К вопросу об определении момента сопротивления повороту военных гусеничных машин // Механика та машинобудування. –2000.– №2. – С. 92-99. 4. Динамика транспортно – тяговых колесных и гусеничных машин / *Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др.* – Харьков.: ХГАДТУ, 2001.–642 с. 5. *Коденко М.Н.* Динамика управления движения гусеничных тракторов. –Харьков: Вища школа, 1983. –128с. 6. *Самородов В.Б.* Основы матричного анализа трансмиссий транспортных машин // Информационные технологии: наука, техника, технология, оборудование, здоровье. –Харьков, 1997. –С.378-379. 7. *Самородов В.Б.* Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий // Труды ХГПУ.– Харьков: 1999.–Вып.7, в 4-х частях, ч.2.– С.134-141. 8. *Самородов В.Б.* Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.46.– С.51-54. 9. *Самородов В.Б., Шуба С.А.* Двухпоточная тракторная гидрообъемно-механическая трансмиссия: математическое моделирование и эскиз конструкции // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2005. –№ 10. – С. 18-24. 10. *Городецкий К.И., Михайлин А.А.* КПД объемных гидропередат // Тракторы и сельхозмашины.– 1979.– №9.– С.9-14. 11. *Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С.* Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. –Харьков, ХГПУ,1997. -185 с. 12. *Самородов В.Б., Палащенко А.С.* Генерация матричной модели поворота транспортной гусеничной машины // Информационные технологии: наука, техника, технология, оборудование, здоровье. –Харьков.– 1998. – С.114-120.

Поступила в редколлегию 30.09.07

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| <i>Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н.</i> Результаты исследования процесса сгорания газового двигателя 6Ч13/14 с высокоэнергетической системой зажигания..... | 3 |
| <i>Александрова І.Є.</i> Підготовка фахівців з танкобудування Національним технічним університетом "Харківський політехнічний інститут" в персоналіях..... | 7 |
| <i>Александров Е.Е., Пидашов В.В.</i> Оценка погрешностей и области использования математической модели колебаний корпуса гусеничной машины при движении по пересечённой местности..... | 13 |
| <i>Александров Е.Е., Стримовский С.В.</i> Особенности построения диагностических функций в электронном блоке микропроцессорной системы управления гидромеханической трансмиссией на современных транспортных средствах..... | 25 |
| <i>Барчан Е.Н., Полищук Т.Р., Грабовский А.В.</i> Расчетно-экспериментальное уточнение параметров численных моделей элементов „выбивная машина – технологическая нагрузка”..... | 32 |
| <i>Гецович Е.М., Бондаренко А.И.</i> Повышение экономичности пневматических модуляторов давления..... | 37 |
| <i>Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю.</i> К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углепегрузжателя..... | 41 |
| <i>Дущенко В.В.</i> Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем подрессоривания военных гусеничных и колесных машин..... | 46 |
| <i>Дущенко В.В., Дудка А.В.</i> Математическое моделирование работы тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин..... | 53 |
| <i>Епифанов В.В., Протасов Р.В.</i> Аппроксимация характеристик энергетических установок транспортных средств..... | 61 |
| <i>Кондусова Е.Б., Ковалюх Р.В.</i> Модель двухпараметрического станочного зацепления для обработки специальных колес с эквидистантными линиями зубьев..... | 67 |
| <i>Кононенко В.А.</i> Оценка точности определения ориентации транспортного средства с помощью параметров Родрига – Гамильтона, вычисляемых реверсивным методом..... | 73 |
| <i>Кудров В.М., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Золотуха В.Н.</i> Стенд для испытаний силовых установок колёсных и гусеничных машин..... | 83 |
| <i>Лавинский В.И., Панасенко С.И.</i> Предельные давления для вытяжки листового материала..... | 95 |
| <i>Личман Д.В., Львов Д.Д., Прохоренко А.А.</i> Исследование эффективности процесса сгорания рапсового масла в цилиндре дизеля..... | 99 |

| | |
|---|-----|
| Луцкий С.В. Особенности информационного подхода в теории механизмов и машин..... | 105 |
| Марченко А.П., Мешков Д.В. Выбор и обоснование параметров топливного аккумулятора и топливного насоса высокого давления опытной системы типа common rail быстроходного дизеля..... | 114 |
| Мыцко Р.С. Повышение энергоэкономической эффективности тяговой сети переменного тока..... | 118 |
| Ніконов О.Я. Синтез інтелектуальних систем управління електроприводами систем стабілізації танкового озброєння..... | 124 |
| Ольшанский В.П., Лавинский В.И., Ольшанский С.В. Двухсторонние оценки скорости и радиус-вектора при полёте испаряющейся капли..... | 130 |
| Парсаданов И. В., Белик С. Ю. Оценка насосных потерь в автотракторном дизеле с газотурбинным наддувом..... | 136 |
| Пелешко Е.В., Васильев А.Ю., Гриценко Г.Д., Бруль С.Т., Пономарев Е.П. К вопросу о расчетно-экспериментальном определении параметров численных моделей корпусов транспортных средств..... | 140 |
| Поливянчук А.П., Щепак Е.Ю., Титова Е.Ю. Исследование степени токсичности вредных веществ, выбросы которых нормируются европейскими экологическими стандартами..... | 145 |
| Пильов В.О., Пильова Т.К. Эффективное применение компьютерной программы тестового контроля знаний студентов..... | 149 |
| Ребров А.Ю., Мирошниченко Т.В. Математическая модель колебаний остова гусеничного трактора с учетом нелинейности характеристики подвески..... | 155 |
| Рогов А.В., Сергиенко Н.Е., Коливерда В.П., Ильинов А.Ю., Штых А.А. Моделирование технологического процесса тягового-транспортного средства в условиях кинематического рассогласования переднего и заднего мостов..... | 159 |
| Семёнов В. Г., Васильев И. П. Сравнение экономических и экологических показателей дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов.. | 165 |
| Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н. Автомобильный цифровой измеритель уровня топлива..... | 171 |
| Ткачук Н.А., Ткачук Н.Н., Полищук Т.В. Контактное взаимодействие элементов конструкций с кинематически генерируемыми поверхностями | 176 |
| Тринев А.В., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н., Сиротин С.А. Расчетно-экспериментальное исследование условий работы сопряжения выпускной клапан – направляющая втулка..... | 184 |
| Турчин В.Т. Оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня швидкохідного дизеля..... | 187 |
| Шуба С.А. Математическое моделирование поворота гусеничных машин с учетом крюковой нагрузки..... | 191 |

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

*Збірник наукових праць
Тематичний випуск
Транспортне машинобудування
Випуск 33*

Відповідальний за випуск Луньова В.М.

Обл. вид. №

Підп. до друку 09.11.2007 р. Формат 60x84 1/16. Папір Copy Paper.
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,45
Облік. вид. арк. 9,5. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №
Ціна договірна

НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
Видавничий центр НТУ "ХПІ" Свідоцтво ДК № 116 від 10.07.2000р.
Віддруковано в типографії ТОВ СУНП "Бруксафоль-Курсор Фоліен"
Харків, пр. Театральний 11/13