

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

Сборник научных трудов

Тематический выпуск

"Транспортное машиностроение"

46 '2008

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. Говажнянский, 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, проф.;

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". – 2008. – № 46. – 176 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 №12 від 28 листопада 2008 р.

© Національний технічний університет "ХПІ"

В.В. ЕПІФАНОВ, канд. техн. наук, **Л.М. БЕСОВ**, д-р. істор. наук,
Н.В. ЕПІФАНОВА (м. Харків)

ГОЛОВНИЙ КОНСТРУКТОР ВАЖКИХ ТАНКІВ

Приведены основные этапы жизни и творческой деятельности выдающегося конструктора танков и машин специального назначения Ж.Я. Котина

The main stages of life and creative activity of the outstanding tanks and special-purpose vehicles constructor Zh.Ya. Kotin are presented



Жозеф Якович Котін народився 10 березня 1908 року (26 лютого за старим стилем) у місті Павлограді Катеринославської губернії (нині Дніпропетровська область). Був п'ятою дитиною в родині. Парові млини, які обслуговував батько, давали прибутки, яких вистачало на життя й на навчання сина та дочок у гімназіях. Перша світова й громадянська війни перетворили життя павлоградців у справжнє пекло. Безперервні пограбування збільшили голод. Ніхто

не міг зрозуміти, чому люди, що ростили хліб, що постачали добірним борошном Королівський двір Великої Британії, найбільші міста Росії й Туреччини, зрештою залишилися без хліба, вимирали родинами.

Рятуючись від кривавого терору, насильства й пограбувань, родина Котіних переїхала до Харкова. Тринадцятилітнім хлопчиськом пішов на Харківську біржу праці. Брався за будь-яку роботу. Лише у 1923 році вдалося влаштуватися учнем слюсаря котельно-механічного заводу "Труд". Уже тут виявилася творча натура Жозефа. – він удосконалив слюсарні лещата й одержав на них патент. У 1927 році Котін закінчив вечірній робітфак і за настійною вимогою батьків став студентом медичного інституту, але його приваблювала техніка. Перевівся на механічний факультет Харківського технологічного інституту (зараз Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут") [1; 2, с.25].

У 1929 році технологічний інститут перейменовано в ХПІ. Останній у 1930 році р був реорганізований у шість самостійних інститутів. У одному з

них – Харківському механіко-машинобудівному інституті – створено кафедру тракторобудування, яку очолив М.І. Медведєв, який згодом став академіком Української академії сільськогосподарських наук. Кафедру створили та розвинули за підтримки таких промислових гігантів як Харківський паровозобудівний завод, Харківський тракторний завод і вона була науковим цехом цих підприємств[3, л. 8].

Після закінчення третього курсу в 1930 році разом з іншими відмінниками навчання Жозеф спрямований до Військово-технічної академії імені Ф.Е. Дзержинського (м. Ленінград). Ж.Я. Котін захистив дипломний проект з колісно-гусеничного танку на базі вузлів вантажного автомобіля АМО-3 у присутності командуючого військами Ленінградського військового округу М. М. Тухачевського.

Ж.Я. Котіна залишили для роботи в академії й призначили військовим інженером-конструктором науково-дослідного відділу. За матеріалами дипломного проекту було виготовлено кілька танків МС-І. Саме тут він створив кулеметну установку на базі мотоцикла. Установка з кулеметом конструкції В.О. Дегтярьова демонструвалася під час параду на Червоній площі. З 1932 року Ж.Я. Котін проходив службу в науково-дослідному відділі Військової академії механізації й моторизації, був начальником проектно-конструкторського сектора, а згодом начальником відділу. До сфери його діяльності входила розробка конструкцій важких танків, експерименти з повітряного десантування й приводнення танків Т-37 і Т-38, що плавають, шляхом скидання їх з літаків з невеликої висоти без застосування парашутів [4, с.120-121].

У травні 1937 року Котіна було призначено на посаду головного конструктора спеціалізованого конструкторського бюро (СКБ)-2 найбільшого в країні Кіровського заводу (м. Ленінград). На той час Кіровський (колишній Путилівський) завод серійно виготовляв середні танки Т-28. Під час перебування на чолі СКБ-2, Ж.Я. Котін вносить зміни щодо конструкції цього танка, що дозволило підвищити його надійність і поліпшити деякі характеристики. Одночасно в бюро було розроблено новий багатогарматний танк прориву із протиснарядним бронюванням СМК (Сергій Миронович Кіров). У лютому 1939 року в СКБ-2 було розпочато розробку однобаштового важкого танка КВ (Клим Ворошилов). Підвищенню технічного рівня танків сприяла розробка експериментальних вузлів і систем, таких як індивідуальна торсіонна підвіска, опірні котки із внутрішньою амортизацією, планетарна бортова передача. Перший зразок танка КВ був виготовлений у вересні 1939 року й разом зі СМК і низкою інших машин відправлений на Карельський перешийок задля участі в прориві лінії Маннергейма. Танки, що мають товсту броню, показали в цій операції незаперечні переваги, причому танк КВ, оснащений новим дизельним двигуном типу В-2, виявився рухливішим і менш уразливим, ніж танк СМК [5, с.200, 207].

До речі, легендарний двигун В-2 був створений на Харківському паровозобудівному заводі (лінії ДПІ “Завод імені Малішева”) під керівництвом випускників ХПІ – директора заводу І.П. Бондаренка, головного конструктора з дизелебудування К.Ф. Челпана й начальника КБ Я.С. Віхмана [6, с.39-42, 48-51].

У грудні 1939 року важкий танк КВ, як і повий середній танк Т-34, був узятий на озброєння Червоної Армії. Разом з тим, у боях на лінії Маннергейма виявилася нагальна потреба застосування потужнішої зброї, ніж 76-мм гармата танка КВ. Тому для придушення ворожих дотів на початку 1940 року була терміново розроблена установка 152-мм гаубиці у башті збільшеного розміру. Чотири зразки нового танка КВ-2 були виготовлені й перевірені під час боїв. Вони показали високу бойову ефективність і повну невразливість від вогню протитанкової артилерії супротивника.

В 1940 – 1941 роках у СКБ-2 розроблявся варіант легкого танка із протиснарядним бронюванням Т-50. Продовжуючи роботи з удосконалення важкого танка, СКБ-2 розробило в 1940 році 63-тонний “Об’єкт-220” з 85-мм зенітною гарматою КБ



Важкий танк КВ

В.Г. Грабіна. До цього періоду належать роботи у галузі створення литих башт, виконані на Іжорському заводі. На серійний танк КВ була поставлена могутня гармата, лита башта, на лобові листи корпусу було наварено додаткову броню. Були розгорнуті роботи й щодо створення інших важких танків і самохідних артилерійських установок (САУ): 51-тонного танка КВ-3, 100-тонного танка КВ-5, САУ з 152-мм морською гарматою й ін. Однак до початку війни ці роботи завершені не були [7, с.126-128, 170-172].

З початком Великої Вітчизняної війни було створено Паркомат танкової промисловості й Котіна призначають заступником наркома. Потрібні були неймовірні зусилля, щоб різко збільшити випуск бойових машин, необхідних фронту. Захопивши Київ, Мінськ, німці рвалися до Москви, підійшли до Ленінграда, а Кіровський завод десь і ніч продовжував випуск танків, які йшли в бій прямо із заводських цехів. У вересні 1941 року за видатні заслуги в організації серійного виробництва танків Ж.Я. Котін разом з директором заводу І.М. Зальцманом стали першими Героями Соціалістичної Праці серед танкобудівників [4, с.124, 181-182].

Пізньою осінню 1941 року Кіровський завод евакуювався на Урал. У глибокому тилу був створений Танкоград, і головним конструктором цього гіганта призначили Ж.Я. Котіна. В 1943 році Котін став начальником і головним конструктором танкомоторного заводу № 100, що відокремився від Че-

лябінського Кіровського заводу. За роки війни з воріт Танкограда вийшло 18 тисяч танків і самохідних гармат, а також більше 50 тисяч двигунів до них. У серійному виробництві були освоєні танки й САУ, у тому числі важкі танки КВ-1С, КВ-85, ІС (Йосип Сталін)-1 з 85-мм гарматою, ІС-2 і ІС-3 з 122-мм гарматою (обидві гармати конструкції Ф. Ф. Петрова), 122-мм САУ СУ-122 і ІСУ-122, 152-мм САУ СУ-152 і ІСУ-152. Було створено безліч дослідних зразків: САУ із трьома гарматами, вогнеметний танк КВ-8, танк із 122-мм гаубицею КВ-9, середній танк КВ-13, варіант важкого танка КВ-1К з додатковим розміщенням чотирьох реактивних снарядів і ін. Наприкінці війни створюються важкі танки ІС-4, ІС-5 і ІС-7, САУ ІСУ-130 і др. [7, с.238, 242-243, 272, 284, 299, 263, 353].

Машини, розроблені в роки Великої Вітчизняної війни й у перший післявоєнний період під керівництвом генерал-майора, а потім генерал-лейтенанта інженерно-технічної служби Ж. Котіна, втілювали в собі багато оригінальних ідей і конструктивних рішень. До їхнього числа можна віднести планетарні трансмісії й нові типи механізмів повороту, убудовані в балансири амортизатори, ежекційну систему охолодження, механізм досилання снаряда й заряду, пучкові торсіони й низку інших вузлів і пристроїв. Було, зокрема, здійснено спробу створити електротрансмісію для танка ІС-6.

Навесні 1946 року Жозеф Якович Котін повернувся до Ленінграду. У діяльності Ж.Я. Котіна помітним є віддання переваги окремим видам техніки, зокрема, важким танкам, прагнення максима-



Важкий танк Т-10

льно наситити ці машини новими рішеннями. У березні

1949 року Ж.Я. Котіна призначили директором знову утвореного Всесоюзного науково-дослідного інституту транспортного машинобудування (ВНДІ-100) [8, с.12]. Науково-дослідній роботі, спрямованій на рішення загальногалузевих завдань, в інституті приділялося другорядне місце й в 1951 році ВНДІ-100 був звільнений від конструювання серійних зразків і конструкторського забезпечення виробництва Кіровського заводу. У зв'язку із цим Ж.Я. Котін зосередив свою діяльність на керівництві СКБ, що було перейменовано в особливе КБ танкобудування (ОКБТ). У цей час, під керівництвом Котіна створюються дослідні зразки важких танків, дослідні танки з ракетним озброєнням, 406-мм САУ й 420-мм міномет, останній серійний важкий танк Т-10, танк ПТ-76, що плаває, бронетранспортер БТР-50П.

На базі Т-10 і ПТ-76 наприкінці 1950-х років було створено багато спеціальних машин: САУ з 152-мм гарматою, а також шасі для самохідних пускових установок і інших самохідних агрегатів для тактичних, оперативно-тактичних і стратегічних ракет, бронеовані тягачі [9, с.28-29].

Разом з роботами у галузі військових гусеничних машин Котін у післявоєнні роки очолював роботи зі створення трельовального трактора КТ-12, а на початку 60-х років – колісного трактора великої потужності К-700 “Кіровець”. Енергонасичений “Кіровець” (клас 50 кН) був і залишається, поряд зі своїми колісними “побратимами” – “Беларуссю” (клас 14 кН) і Т-150К (клас 30 кН) Харківського тракторного заводу ім. С. Орджонікідзе, – одним з основних сільськогосподарських тракторів [1].



Танк ПТ-76, що плаває

Характерною рисою діяльності Жозефа Яковича на посаді головного конструктора, а в період з 1968 по 1972 роки – заступника міністра й з 1972 року – члена науково-технічної ради міністерства оборонної промисловості СРСР, був постійний творчий пошук, прагнення побачити нове, перспективне навіть там, де воно в явній формі ще не проглядається. Це належало до застосування газотурбінного двигуна, розробки систем стабілізації, керування реактивними снарядами й до ряду інших робіт [10, с.198-199]. У 1968 році на посаді головного конструктора ОКБТ Ж.Я. Котіна заступив випускник кафедри тракторобудування ХПІ Н. С. Попов, у подальшому Герой Соціалістичної Праці, лауреат Ленінської премії.

Жозефу Яковичу Котіну було надано вчені ступені й звання доктора технічних наук (1943), професора, Заслуженого діяча науки й техніки РРФСР (1968), він очолював протягом декількох років кафедру в Ленінградському політехнічному інституті. З 1965 року він носив військове звання генерал-полковника. Був відзначений званням Героя Соціалістичної Праці (1941), одержав чотири Сталінські (Державні) премії СРСР (1941, 1943, 1946, 1948), кавалер чотирьох орденів Леніна, орденів Суворова I і II ступеня, двох орденів Жовтневої Революції, орден Червоного Прапора, трьох орденів Трудового Червоного Прапора, орденів Вітчизняної війни I ступеня, Червоної Зірки, орден “Знак Пошани” і багатьох медалей. В 1946-1950 і 1966-1970 роках депутат Верховної Ради СРСР [11, с. 286].

Помер Жозеф Якович 21 жовтня 1979 року. Похований на Новодівочому цвинтарі в Москві. Зберігають пам'ять про свого земляка в Павлограді: у краєзнавчому музеї розгорнута експозиція про його життя й діяльність, на високому п'єдесталі встановлений один з котінських важких танків ІС-3.

В 1986 році альпіністи Дніпропетровська зробили сходження на безіменний пік 4820 м Тянь-Шаню, назвали скорену ними вершину на честь славного сина України й установили меморіальну дошку.

У нашому університеті шанують видатних випускників, багатьом з них встановлені пам'ятні дошки. Думаємо, що Жозеф Якович Котін є гордістю й славою ХПІ й пам'ятна дошка з його ім'ям прикрасить один з корпусів.



Трактор К-700

Список літератури: 1. Сайт - <http://legion.vyplus.net> 2. Харківський політехнічний: Випускники – гордість та слава. – Харків: Прапор, 2000. – 88 с. 3. *Медведев Михаил Иванович*. Личное дело №57482, 1956-1957 / Архив ИГУ “ХПИ”. – 111 л. 4. *Ибрагимов Д.С.* Противоборство. – Москва: ДОСААФ, 1989. – 495 с. 5. *Александров Е.Е., Етифанов В.В.* Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. – Харьков: ИГУ “ХПИ”, 2001. – 376 с. 6. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева. – Харьков: ГП “Завод имени Малышева”, 2001. – 480 с. 7. Конструктор боевых машин / Под ред. *Н.С. Попова*. – Ленинград: Лениздат, 1988. – 382 с. 8. Танки и люди. Дневник главного конструктора *А.А. Морозова*. – Харьков: ХИПВ, 2007. – 276 с. 9. *Вознюк В.С., Шапов П.Н.* Бронетанковая техника. – Москва: ДОСААФ, 1987. – 120 с. 10. *Товажинский Л.Л., Александров Е.Е., Бесов Л.Н., Александрова И.Е.* Танкоград: История. Люди. События. – Харьков: ИГУ “ХПИ”, 2004. – 236 с. 11. Большая Советская Энциклопедия (В 30 томах). Том 14. – Москва, Советская Энциклопедия, 1973. – 608 с.

Поступила в редакцию 01.11.08

Л.С. АБРАМОВА, канд. техн. наук, ХНАДУ,
А.В. РОГОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

Представлено математичну модель і результати моделювання транспортного потоку, що дозволяє аналізувати вплив змінних обмежувачів швидкості на ефективність погашення ударних хвиль на транспортній магістралі. Показано блок-схему алгоритму, методику моделювання й результати програмної реалізації представленої моделі.

A mathematical model and results of design of a transport stream is presented, allowing to analyse influence of variable terminators of speed on efficiency of redemption of shock waves on a transport highway. The flow-chart of algorithm, design method and results of programmatic realization of the presented model, is showed.

Постановка проблемы. Резкий рост автомобилизации, наблюдающийся в последнее десятилетие в городах Украины, ведет к обострению всего комплекса транспортных проблем: снижению скоростей движения транспорта, заторам, росту аварийности, ухудшению экологических показателей, характеризующих уровень окружающей среды.

Радикального улучшения условий движения транспорта в городе на длительную перспективу можно достичь при осуществлении мер градостроительного характера: строительством мостов, тоннелей, пробивкой новых магистралей. Осуществление таких проектов требует значительных финансовых вложений и затрат времени. Анализ показывает, что значительно смягчить ситуацию позволит комплекс мероприятий, связанных с усовершенствованием управления транспортными потоками в городе – внедрением автоматизированных систем управления транспортными потоками на улично-дорожной сети городов.

Анализ последних исследований и публикаций. Транспортный поток (ТП) на дорожной сети как объект управления относится к структурно-сложным объектам высокой размерности, состоящий из набора взаимосвязанных подсистем – LSS (large scale systems).

Современные методы управления ТП основаны на представлении транспортных потоков в виде моделей микро- и макроструктуры [1]. Макроструктура представляет взаимосвязи параметров потока – скорость, плотность, интенсивность. Макромодели описывают вероятностное состояние потока в целом. К макроскопическим моделям относятся распределенные модели, модели формирования групп автотранспортных средств и газокинетические модели [2].

Под микроструктурой понимают модель, имитирующую поток как совокупность отдельных транспортных единиц. В микромоделях необходимо

учитывать дистанцию безопасности следующих друг за другом автомобилей и скорость их движения.

Нерешенные составляющие общей проблемы. Примером известных компьютерных моделей микромоделирования является пакет VISSIM [3]. Но его применение не дает возможности моделирования заторовых или предзаторовых ситуаций, что приводит к образованию так называемых «ударных волн» [4].

Цель статьи. Разработка моделей изменения параметров движения транспортных средств в плотном потоке по УДС городов даст возможность детально изучить природу образования заторовых ситуаций. Исходя из вышесказанного, задача создания новых имитационных или иных систем моделирования движения автомобильного транспорта в городах является актуальной.

Изложение основного материала исследований. Предлагаемая модель описывает поведение транспортного потока и относится к типу микроскопических моделей, основными параметрами которых являются дистанция безопасности автомобилей (S) и скорость их движения в потоке (V). Изменение скорости транспортного средства описано двумя режимами детерминированной модели: ускорением (a_1) до достижения рекомендуемой скорости движения или замедлением (a_2), чтобы избежать столкновения с впереди идущим автомобилем. Третий возможный режим моделирования – определение вынужденного замедления (j) в случае неспособности поддерживать постоянную скорость в потоке размером n .

Математическая модель представлена в виде матрицы A , каждый элемент которой отображает параметры движения отдельного транспортного средства (λn) – ускорение (\dot{X}), скорость (\ddot{X}), текущую координату перемещения (λ) и счетчик времени импульса (j):

$$A = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & \dots & x_n \\ \dot{x}_1 & \dot{x}_2 & \dot{x}_3 & \dots & \dot{x}_n \\ \ddot{x}_1 & \ddot{x}_2 & \ddot{x}_3 & \dots & \ddot{x}_n \\ j_1 & j_2 & j_3 & \dots & j_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

Процесс моделирования заключается в численном интегрировании элементов матрицы A . на каждом шаге интегрирования выполняются следующие действия:

1.

$$n = 0 \vee x_n > \Gamma \rightarrow \begin{cases} n = n + 1 \\ x_n = \dot{x}_n = \ddot{x}_n = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где Γ – параметр генератора импульсов.

2.

$$\forall n : x_n > 12000 \rightarrow n = n - 1, \quad (3)$$

где 12000 – длина рассматриваемого участка УДС (м).

3.

$$\forall n \rightarrow \begin{cases} (x_{n-1} - x_n > [S]) \wedge [|\dot{x}_n| < V_{\text{lim}}(x_n)] \rightarrow \ddot{x}_n = a(\dot{x}_n) \cdot a_{1\text{max}} \\ \dot{x}_n > V_{\text{lim}}(x_n) \rightarrow \ddot{x}_n = -0,25 \cdot a_{2\text{max}} \\ (x_{n-1} - x_n \leq [S]) \vee (x_{n-1} - x_n \leq S_{\text{min}}) \vee (j_n > 0) \rightarrow \ddot{x}_n = -a_{2\text{max}} \end{cases} \quad (4)$$

4.

$$\forall n \rightarrow \begin{cases} \dot{x}_n = \dot{x}_n + \Delta t \cdot \ddot{x}_n \\ \dot{x}_n < 0 \rightarrow \dot{x}_n = 0 \\ x_n = x_n + \Delta t \cdot \dot{x}_n \\ j_n = j_n - \Delta t \\ j_n < 0 \rightarrow j_n = 0 \end{cases} \quad (5)$$

С точки зрения безопасности движения, требуемая дистанция безопасности вычисляется таким образом, чтобы в случае внезапного останова впереди идущего транспортного средства текущий автомобиль успел затормозить с ускорением $a_{2\text{max}}$ и остановиться за L м до него:

$$S = L + 1 + \frac{\dot{x}_i^2}{a_{2\text{min}}}, \quad (6)$$

где L – длина автомобиля, $L = 3$ м.

Программное обеспечение для модели поведения транспортного потока реализовано в интегрированной среде разработки приложений Delphi 7.0.

В процессе моделирования пользователь может создать возмущающий импульс, на время действия которого останавливается один из автомобилей (на 10-м километре трассы), что приводит к образованию «ударной волны» (рис. 1).

Исходными данными для модели являются следующие параметры:

– максимальная техническая скорость транспортного средства V_{max} , по умолчанию 170 км/ч;

– максимальное ускорение при разгоне, $a_{1\text{max}}$, по умолчанию 3 м/с²;

– максимальное ускорение при торможении, $a_{2\text{max}}$, по умолчанию 5 м/с²;

– продолжительность возмущающего импульса, $T_{\text{и}}$, по умолчанию 600 с;

– минимальная дистанция при трогании с места, S_{min} , по умолчанию 10 м.

- набор ограничений скоростей на каждом километре магистрали, V_{lim} , по умолчанию все ограничения равны 60 км/ч;
- расстояние, которое необходимо преодолеть последнему сгенерированному автомобилю, чтобы был создан следующий, S_f , по умолчанию 15 м.

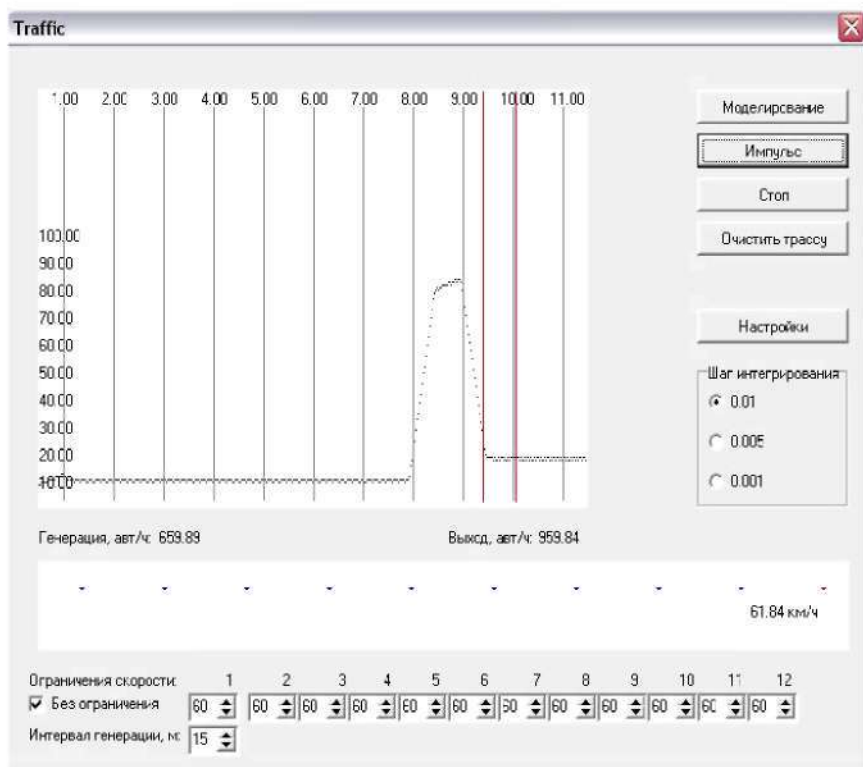


Рис. 1 – Главная экранная форма программной реализации модели транспортного потока

Ускорение транспортного средства моделируется близко к реальной разгонной характеристике, на основании зависимости нормированного крутящего момента двигателя $M \in [0;1]$ от нормированной угловой скорости коленчатого вала $\omega \in [0;1]$ (данные нормированные величины не имеют размерности, рис. 2).

$$M(\omega) = 1 - (\omega - 0,5)^2 \quad (7)$$

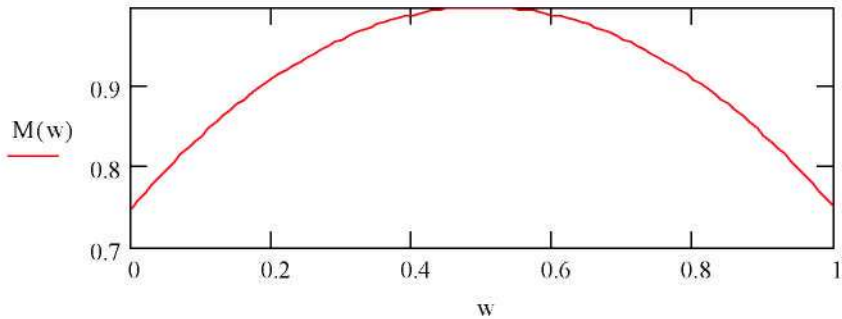


Рис. 2 - Нормированная зависимость момента двигателя от угловой скорости вала

Передаточные отношения коробки передач (в данном случае 4-х скоростной) принимаются соответственно $i = (1.2; 1.7; 3.0; 4.4)$. С помощью нормированной характеристики двигателя и передаточных отношений можно определить зависимость ускорения от текущей скорости автомобиля (рис. 3)

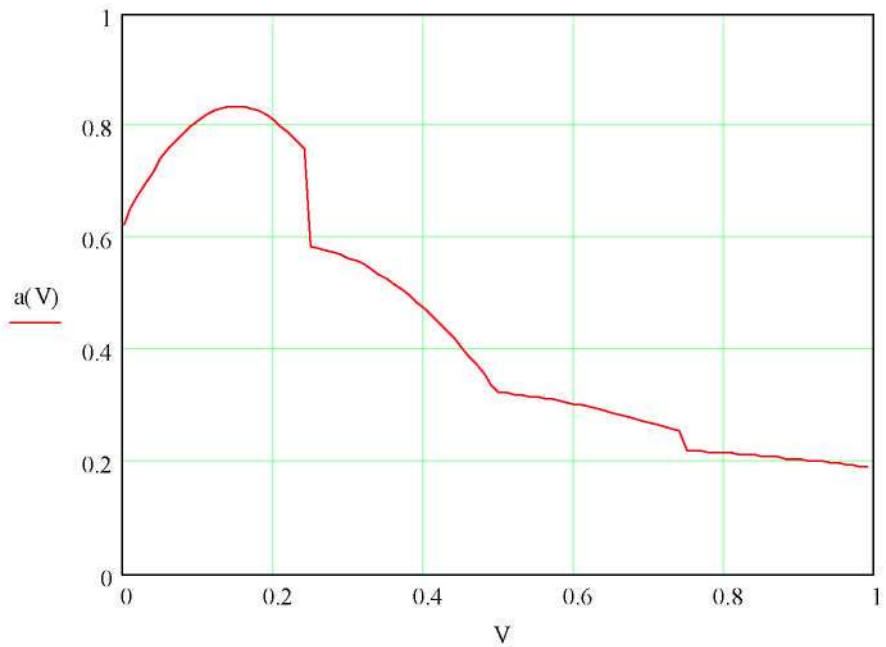


Рис. 3 – Нормированная зависимость ускорения автомобиля от скорости

Все величины нормированные, т.е. $V = 1$ соответствует максимальной скорости движения (170 км/ч по умолчанию), $a(V) = 1$ соответствует максимальному ускорению (3 м/с²). Данная зависимость вычисляется следующим образом:

$$a(V) = a_{\max} \cdot M\left(\frac{4 \cdot V}{i_{\min([4V]+1,1)} }\right) \quad (8)$$

Укрупненная блок-схема алгоритма модели представлена на рис. 4.

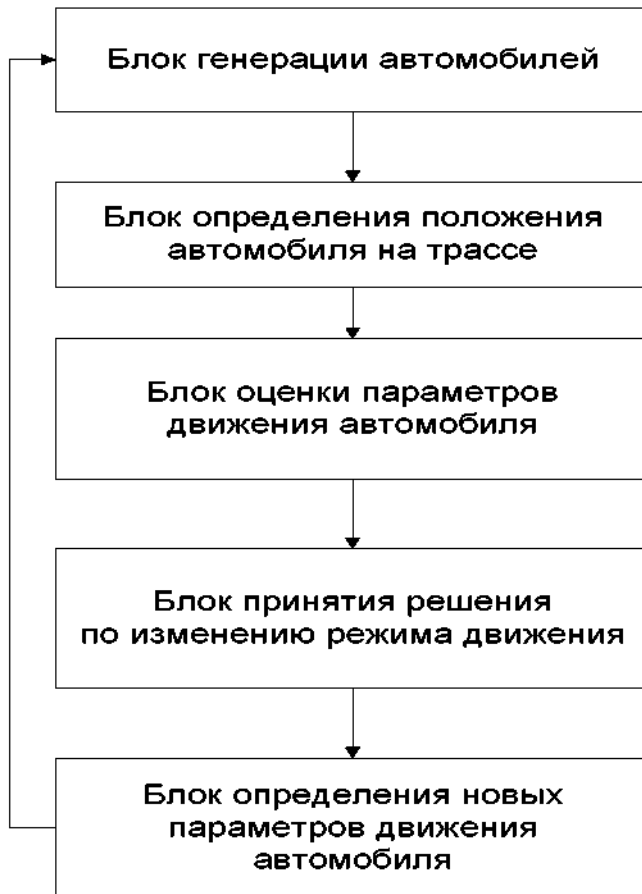


Рис. 4 – Блок-схема алгоритма модели

В блоке генерации автомобилей проверяется условие возможности генерации нового автомобиля и включения его в общую математическую модель. Условие возможности генерации автомобиля – достаточное расстояние между последним сгенерированным автомобилем и началом координат. Новый автомобиль генерируется в начале координат с нулевой скоростью и ускорением.

В блоке определения положения автомобиля на трассе выполняется проверка нахождения автомобиля в пределах трассы (до 12км). В случае превышения текущей координаты (положения) автомобиля максимального значения 12 км автомобиль выводится из общей математической модели и не участвует в процессе моделирования.

В блоке оценки параметров движения автомобиля оценивается взаимное расположение автомобилей (текущий и впереди идущий) и учитывается ограничение скорости на данном участке трассы.

В блоке принятия решения по изменению режима движения в зависимости от параметров движения принимается решение о возможности разгона, необходимости торможения или экстренного торможения.

В блоке определения новых параметров движения автомобиля на основании принятого решения путем интегрирования ускорения определяется новая скорость и положение автомобиля на трассе.

Выводы. Особенностью предложенной модели является возможность в режиме диалога исследовать влияние возмущающих воздействий (таких как транспортные задержки на пересечении, ДТП) на изменение основных параметров транспортного потока.

Таким образом, предложенная математическая модель является эффективным инструментом в процессе исследования ударных волн при движении транспортного потока с целью формирования управляющих воздействий системы управления дорожным движением.

Список литературы: 1. Хейт Ф. Математическая теория транспортных потоков. – М.: Мир, 1966. – 286 с. 2. M.Papageorgiou, M. Messmer "Dynamic network traffic assignment and route guidance via feedback regulation" // Transportation Research Record, vol. 1306, pp. 49-58, 1991. 3. PTV, "Vissim – traffic flow simulation" Tech.rep., PTV Germany, 2003. <http://www.ptv.de> 4. Иносэ Х., Хамада Т. Управление дорожным движением / Под ред. М.Я. Елинкина: Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1983. – 248 с.

Поступила в редколлегию 25.11.08

Ф.И. АБРАМЧУК, д-р. техн. наук,
А.Н. КАБАНОВ, А.П. КУЗЬМЕНКО,
Г.В. МАЙСТРЕНКО (г. Харьков)

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Наведені переваги однопаливних газових двигунів перед бензиновими і двопаливними (бензин-газ). Показано, що можна конвертувати бензиновий двигун у газовий без суттєвого зниження потужності і економічності.

Advantages of monofuel gas engines are given. Possibility of conversion of benzin engine to gas engine without sufficient losses of power and efficiency is shown.

В современном двигателестроении стремительно развиваются тенденции по использованию альтернативных видов топлива. Применение природного газа в качестве моторного топлива привлекает внимание мировых производителей автомобилей за счет своей сравнительно небольшой стоимости, а также своей экологичности. Кроме того, исследования показывают, что мировые запасы природного газа значительно превышают мировые запасы нефти.

На рис. 1 [1] показана диаграмма, на которой приведено (сверху вниз) потребление нефти, природного газа и угля по состоянию на 1998 г., запасы тех же топлив, готовые к потреблению, разведанные запасы топлив и прогнозируемые запасы.

Как видно, львиную долю прогнозируемых природных запасов составляют залежи природного газа. Поэтому применение природного газа в качестве моторного топлива позволит предотвратить в ближайшие десятилетия кризис, который может возникнуть из-за нехватки нефти. Следует также учесть, что мировые цены на сжатый природный газ значительно ниже мировых цен на нефть.

В качестве примера один из прогнозов ОПЕК представлен на рис. 2 [1].

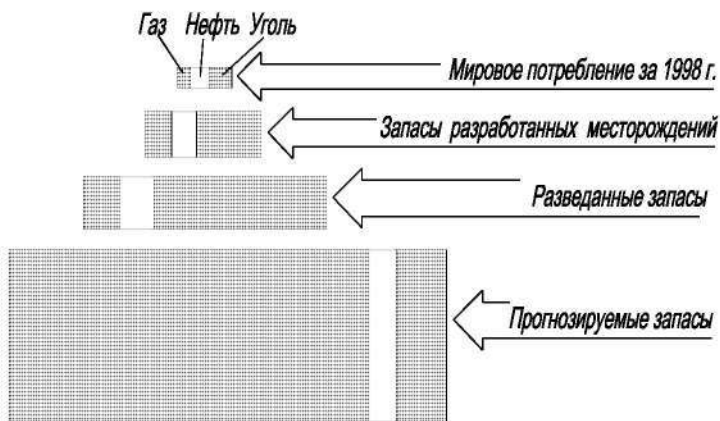


Рис. 1. Соотношение запасов основных ископаемых топлив

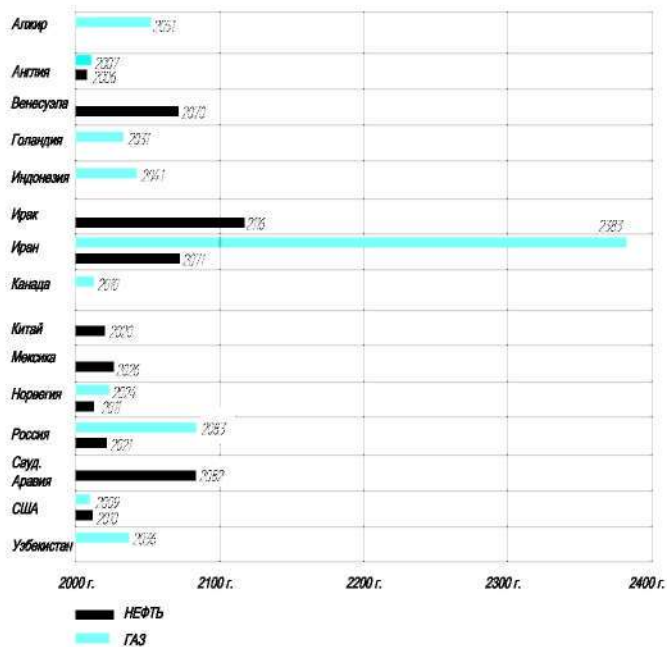


Рис. 2. Соотношение запасов нефти и природного газа в различных государствах

Но традиционное переоборудование автомобильных двигателей в газовые не позволяет использовать все преимущества газового топлива в сравнении с традиционными топливами нефтяного происхождения.

Перевод бензиновых двигателей на сжатый природный газ требует изменения топливной системы, а также изменения степени сжатия, угла опережения зажигания. Это в свою очередь ведет к дополнительным существенным затратам, которые иногда не оправданы. Так, большинство фирм, которые занимаются установкой газового оборудования, ограничиваются установкой газовой системы на автомобиль и подбором компромиссных параметров α и θ для работы на бензиновом и газовом топливе. Такое переоборудование приводит к значительной потере мощности и экономичности при работе на сжатом природном газе. Однако конвертация двигателя в однотопливный газовый позволяет существенно повысить степень сжатия, что увеличит экономичность двигателя и компенсирует потерю мощности при переводе двигателя на сжатый природный газ. Кроме того, разница в стоимости 1 кг бензина и метана позволяет существенно удешевить эксплуатацию автомобиля. Использование современных легких газовых баллонов из композитных материалов позволяет не допустить снижения грузоподъемности транспортного средства при конвертации его на сжатый природный газ.

В большинстве развитых стран применение метана в качестве моторного топлива поощряется правительством [2]. Поэтому многие автопроизводители имеют в своем модельном ряде модификации автомобилей с газовыми двигателями [3]. Значительных результатов в этом направлении достигли германские автомобильные фирмы. Сейчас двигатели, работающие на СПГ, устанавливаются на следующие автомобили: Opel Astra 1.6 CNG Caravan, Opel Zafira 1.6 CNG, Mercedes E200 NGT, Reno Cango GNV, Peugeot Partner Bivalent, Ford Focus 1.8 CNG, VW-ecofuel и др. Двигатель последнего рассчитан на газовый режим работы. Этот двухлитровый ДВС выдает 80 кВт мощности при степени сжатия 13,5, а расход газа составляет 5,9кг/100км [3].

Компания «Fiat» выпустила газовый вариант модели Multipla в двух версиях: двухтопливная Bipower и однотопливная Blupower. Эффективная мощность двигателя объемом 1.6 л составляет: в двухтопливной версии – 76 кВт на бензине и 68 кВт на СПГ, в однотопливной версии – 72 кВт на СПГ

[4]. То есть, однотопливная версия более выгодна. Лёгкие металлокомпозитные баллоны располагаются под полом и не занимают пространство.

Все вышеперечисленные автомобили отличаются тем, что показывают более низкий уровень выбросов как нормируемых вредных веществ, так и ненормируемых токсичных компонентов, чем их бензиновые аналоги.

Кроме того, основным компонентом СПГ (до 98 % в зависимости от месторождения) является газообразный метан CH_4 . Вследствие этого в отработавших газах практически отсутствуют токсичные высокомолекулярные углеводороды (полициклические ароматические углеводороды, бенз(а)пирен и др.). Вследствие высокой гомогенизации смеси (топливо и окислитель находятся в одинаковых агрегатных состояниях) двигатель, работающий на СПГ, показывает практически нулевой уровень выбросов микрочастиц сажи C , которые являются носителями канцерогенных соединений.

Следует также отметить, что в двигателе, работающем на СПГ, отсутствует разжижение моторного масла топливом, поэтому при конвертации дизеля в газовый ДВС величина пробега этого двигателя между заменами моторного масла увеличивается в 1,5...2 раза. Благодаря этому в окружающую среду попадает гораздо меньше отработанного моторного масла и побочных продуктов его переработки.

Таким образом, конвертация бензинового двигателя легкового автомобиля на сжатый природный газ является обоснованной как с экономической, так и с экологической точки зрения.

Список литературы: 1. *Paul C. Uitenbroek, Peter Cremer, Hans Peter Kraemer, Johannes Minnaert.* High Efficiency Natural Gas Engine With Throttle-Free Load Control and Miller Cycle Valve Timing. Proceedings NGV2002. – Washington, USA. – 2002. 2. О стимулировании природного газа в качестве моторного топлива в некоторых странах мира (данные 1999-2002 г.) // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2003. – №1(7), – С. 66-68. 3. *Vlieger I., Cowan R., Hulten S. and oth.* Trends in Vehicle and Fuel Technologies. Review of Past Trends. Report of European Commission. Joint Research Center, 2003. – 242 p. 4. *Nylund N-O, Laurikko J., Ikonen M.* Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles. Report. Brussels: IANGV. – 2002. – 105 p.

Поступила в редакцию 15.11.08

А.Н. АВРАМЕНКО (г. Харьков)

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ БЛОЧНОЙ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ

В роботі приводяться результати порівняльного розрахункового аналізу теплового стану блочної головки циліндрів швидкохідного дизеля, виконаної зі спеціального чавуна та алюмінієвого сплаву. Задача стаціонарної теплопровідності вирішується в тримірній постановці за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ).

Results of the comparative calculated analysis thermal condition of the head cylinder high-speed diesel engine, executed of special iron and an aluminum alloy are presented. The problem of a stationary thermal conduction is solved in three-dimensional statement by means of finite element method (FEM).

Введение

Дальнейшее форсирование быстроходных дизелей по среднему эффективному давлению P_e до уровня $P_e = 2,1 - 2,3$ МПа [1] сопровождается неизбежным ростом максимальной температуры цикла, температуры отработавших газов, увеличением максимального давления сгорания, что в свою очередь приводит к увеличению составляющих теплового и напряженно-деформированного состояния головки цилиндров (ГЦ) и ухудшает условия её работы.

Основными требованиями к ГЦ быстроходных дизелей являются: надежный теплоотвод от наиболее нагретых участков головки, минимальные температурные градиенты, способность материала головки сопротивляться длительному термоусталостному разрушению, минимальные масса и габариты.

Анализ публикаций

Решение задачи теплового и напряженно-деформированного состояния ГЦ в трехмерной постановке связано со значительными вычислительными сложностями, а также сложностями, обусловленными необходимостью задавать нагрузки и ограничения для объемной модели ГЦ. Вышеуказанные проблемы ограничивали, до недавнего времени, развитие расчетного анализа теплового и напряженно-деформированного состояния таких деталей, как ГЦ [2].

Наиболее проблемными участками ГЦ форсированных дизелей, как следует из ряда публикаций [3, 4], являются перемычки между отверстиями под седла клапанов и перемычки между отверстиями под седло клапана и форсунку. Один из характерных эксплуатационных дефектов ГЦ быстроходного дизеля – трещина перемычки между отверстиями под седло клапана и форсунку представлен на рис. 1.

Как видно из проведенного литературного обзора проблема улучшения

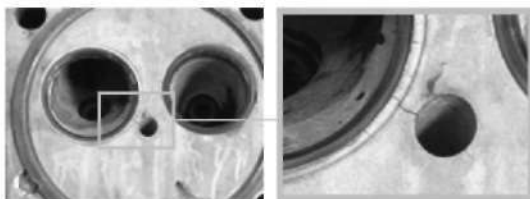


Рис. 1. Характерный эксплуатационный дефект ГЦ дизеля КамАЗ-740 (8Ч 12/12) – трещина перемычки между отверстиями под седло клапана и форсунку [3]

условий работы ГЦ форсированных дизелей является актуальной и требует дальнейших исследований с использованием расчетных и экспериментальных методов.

Цель и постановка задачи

Цель работы – улучшение условий работы блочной ГЦ за счет применения материала с увеличенным коэффициентом теплопроводности.

В проведенном исследовании ставились такие задачи:

- разработать модель теплового состояния блочной ГЦ выполненной из алюминиевого сплава;
- провести сравнительный расчетный анализ полей температур серийной ГЦ, выполненной из специального чугуна и головки, выполненной из алюминиевого сплава Ак4-М;
- сделать выводы и рекомендации по улучшению условий работы ГЦ быстроходных дизелей.

Основные этапы и результаты исследования

Объект исследования – блочная ГЦ дизеля 4ЧН12/14 (СМД-23). Головка представляет собой сложную отливку из специального чугуна весом 51,8 кг. Геометрическая модель ГЦ была выполнена по чертежам завода-изготовителя (завод “Серп и Молот, г. Харьков”). Для крепления к блоку ГЦ имеет 17 отверстий диаметром 17,5 мм под силовые шпильки.

Задача стационарной теплопроводности решалась в трехмерной постановке, в декартовых координатах с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Общий вид конечноэлементной модели представлен на рис. 2. Для дискретизации на конечные элементы (КЭ) использовались КЭ в виде прямоугольных призм. Конечноэлементная модель насчитывает 132280 узловых точек, 72425 КЭ.

Схема задания и сами значения ГУ задач теплопроводности и механики подробно рассмотрены в работе [4].

Сравнительный расчетный анализ теплового состояния ГЦ был выполнен для режима нагрузки с $N_e = 105 \text{ кВт}$, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при $P_e = 0,9 \text{ МПа}$ [5].

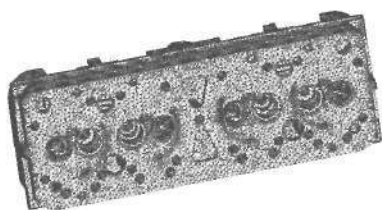


Рис. 2. Дискретизация расчетной модели ГЦ на КЭ

Для идентификации модели теплового состояния ГЦ, выполненной из специального чугуна, использовались экспериментальные данные термометрирования приведенные в работе [5].

Расчетный анализ теплового состояния ГЦ, выполненной из специального чугуна сводится к следующему.

Температурное поле огневого днища ГЦ характеризуется высокой степенью неравномерности (рис. 3).

Максимальная температура зарегистрирована в центральной части огневого днища ГЦ, в зоне перемишки между отверстиями под седла клапанов, и достигает $315\text{ }^{\circ}\text{C}$. В районе седла выпускного клапана температура достигает $280\text{ }^{\circ}\text{C}$, а впускного – $190\text{ }^{\circ}\text{C}$. В районе отверстия под форсунку температура не превышает $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. На периферии огневого днища температура изменяется от 180 до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Такой перепад температур между центральной частью огневого днища ГЦ и периферией объясняется сложными теплообменными процессами между огневым днищем ГЦ и рабочим телом, неравномерным теплоотводом от поверхностей полостей охлаждения в систему охлаждения, конструктивными особенностями ГЦ и сравнительно низкой теплопроводностью специального чугуна по сравнению с алюминиевым сплавом [6].

С учетом опыта применения алюминиевых сплавов для производства ГЦ быстроходных дизелей зарубежными моторостроительными компаниями (Caterpillar, ЯМЗ, КамАЗ и др.) был проведен расчетный анализ блочной ГЦ, выполненной из алюминиевого сплава Ак4-М.

Расчетный анализ теплового состояния ГЦ, выполненной из алюминиевого сплава сводится к следующему.

Максимальная температура огневого днища ГЦ не превышает $192\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. на $123\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже, чем у серийной ГЦ (рис. 5). Температура в районе седла выпускного клапана достигает $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, а впускного – $160\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура в районе отверстия под форсунку не превышает $180\text{ }^{\circ}\text{C}$. На периферии температура изменяется от 160 до $130\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, перепад температур между центральной частью огневого

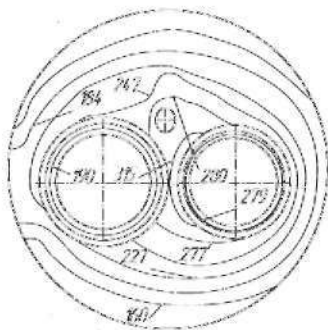


Рис.3. Расчетное температурное поле, °С огневого днища ГЦ, выполненной из специального чугуна ($P_e = 0.9 \text{ МПа}$)

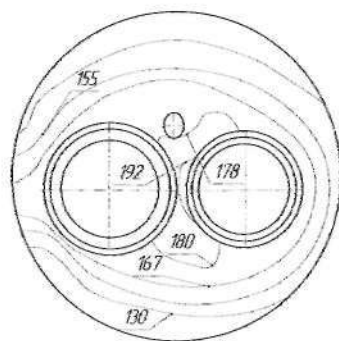


Рис. 4. Расчетное температурное поле, °С огневого днища ГЦ, выполненной из сплава Ак4-М ($P_e = 0.9 \text{ МПа}$)

днища и периферией составил $62 \text{ }^\circ\text{C}$ у ГЦ, выполненной из алюминиевого сплава, тогда как у серийной ГЦ перепад температур составил порядка $155 \text{ }^\circ\text{C}$, т.е. в 2,5 раза больше.

Выводы

Из проведенного расчетного анализа видно, что использование алюминиевых сплавов для производства блочных ГЦ быстроходных дизелей позволяет существенно снизить максимальную температуру огневого днища ГЦ (более $120 \text{ }^\circ\text{C}$), в 2,5 раза уменьшить перепад температур между центральной частью огневого днища и периферией, снизить термические деформации огневого днища и, тем самым улучшить условия работы ГЦ.

Список литературы: 1. Куриков А.Г., Гальгофский В.Р., Субботин Ю.Г., Попов Ю.В. Направления разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой транспортной техники / Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. – Владимир, 2001. – С. 162-164. 2. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля / "Известия вузов". Машиностроение. – 1988, № 5 – С. 79-83. 3. www.academserve.ru. 4. Шеховцов А.Ф., Тринев А.В., Авраменко А.И. Разработка конечноэлементной модели теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров быстроходного дизеля / Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: ПТУ "ХПИ", 2007. - № 1. – С. 20-30. 5. Абрамчук Ф.И., Марченко А.И., Раздвейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К.: Под общ. ред. Шеховцова А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 6. Михеев М.А. Михеева И.М. Основы теплопередачи // М.: Энергия, 1977. – 344 с.

Поступила в редакцию 26.09.08

О. Б. БАБАНІН, д-р. техн. наук, *А. М. ХОДАКІВСЬКИЙ* (м. Харків)

НАВІГАЦІЙНА НАЗЕМНО - БОРТОВА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Анализируется структура навигационной наземно - бортовой системы контроля технического состояния тягового подвижного состава железных дорог. Выделены и описаны функции этой системы. Применение таких систем позволит в будущем перейти от трехуровневой системы обслуживания ТПС к двухуровневой (оперативные формы обслуживания и ремонт).

It is analysed structure navigational overland-on-board system of the checking the technical condition of the tractive rolling stock of the railways. They are chosen and described functions of this system. Using of such systems will allow in the future to go from three-level of the system of the service TRS to two-level (the operative forms of the service and repair).

Вступ. Інтеграційні процеси ставлять перед Україною зі всією гостротою задачу про ефективне управління ресурсами, котра протягом багатьох років для будь-якої європейської держави є однією із центральних оптимізаційних задач [1]. З розробкою сучасної системи управління парком рухомого складу, що поряд з відстеженням місцезнаходження і контролем стану одиниць рухомого складу забезпечує також можливість планування їхнього технічного обслуговування і експлуатації, стали можливими цілеспрямований контроль і управління парку. У той же час впровадження цієї системи забезпечує підвищення експлуатаційної готовності рухомого складу і скорочення часу простоїв у ремонті. Це гарантує транспортним підприємствам надійність планування при оперативному управлінні парком і подальше підвищення ефективності використання транспортних засобів [2].

Аналіз останніх публікацій. Аналізуючи наукові публікації, що стосуються даної тематики, відомо, що планово-попереджувальна система ремонту локомотивів створювалася на початку 30-х років, за цей час вона неодноразово вдосконалювалася, тим самим дозволила зберегти стійку тенденцію запобігання відмов і несправностей на лінії [3, 4]. У цей час процес вдосконалення обумовлений широким впровадженням засобів діагностування, автоматизованих систем управління локомотивним господарством, механізацією і автоматизацією ремонтних процесів [5-7, 9].

Мета роботи. Проаналізувати структуру навігаційної наземно-бортвої система контролю технічного стану тягового рухомого складу та описати функції які виконують ці системи.

Навігаційна наземно - бортова система. В умовах бортової експлуатації, моніторинг технічного стану рухомого складу пропонується здійснювати наземно-бортовою системою контролю і діагностики тягового рухомого складу (рисунок 1). Крім розподілу ресурсів у процесі розв'язання задачі бортового моніторингу, такий підхід дозволяє ефективно і якісно по-новому ухвалювати рішення щодо технічного стану ТРС [8]. Так бортова система в основному вирішує задачі експрес-аналізу, розраховані на ті ресурси, які знаходяться на борту локомотива.

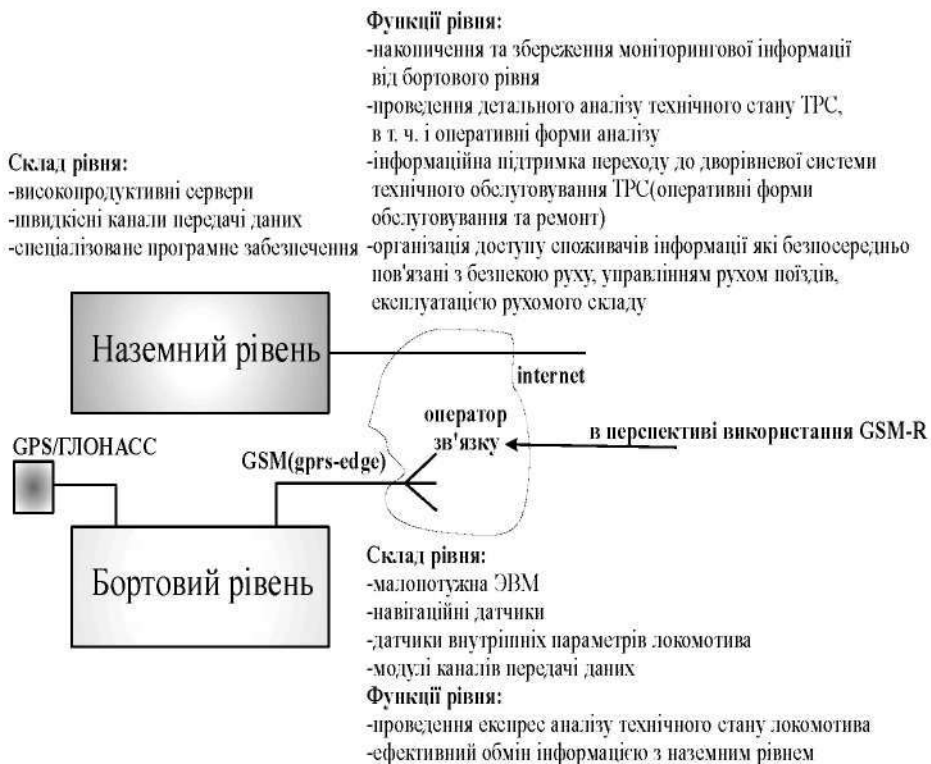


Рисунок 1 - Наземно-бортова система контролю і діагностики ТРС

Наземні системи моніторингу мають потужні обчислювальні ресурси (розподілені бази даних і знань, високопродуктивні процесори, гнучкі машини логічного виводу і т.д.), здатними в темпі реального часу підтримувати бортові системи через радіоканали супутникового і короткохвильового зв'язку

ку. Такий альянс дозволить у найближчому майбутньому істотно підвищити якість бортового моніторингу і як наслідок його ефективність, а також оперативність у процесі прийняття управлінських рішень.

Підвищення ефективності процесу технічної експлуатації може бути досягнуто двома шляхами:

- перший пов'язаний з підвищенням технічного рівня (якості) системи технічної експлуатації, удосконалюванням елементів системи, у тому числі створення високотехнологічних вузлів і агрегатів для рухомого складу, створення автоматизованого обладнання для ремонту локомотивів, засобів контролю і діагностики.

- другий шлях пропонує вдосконалювання системи управління ефективністю процесу технічної експлуатації, у тому числі обґрунтування програм по технічному обслуговуванню і поточному ремонту рухомого складу створення програм прогнозування залишкового ресурсу обладнання на базі впровадження автоматизованих систем управління локомотивним господарством.

Основою для планування поточних ремонтів повинні служити закономірності зміни показників технічного стану агрегатів локомотива в процесі експлуатації. Причому вид цих закономірностей повинен бути встановлений на основі фізичної сутності процесів. Однією із труднощів планування поточного ремонту є велика варіація показників технічного стану при однаковому наробітку. Основною причиною цього є недосконалий облік умов експлуатації локомотивів, що є занадто укрупненим і не містить конкретних чисельних вимірників основних експлуатаційних факторів.

На території європейського союзу триває процес модифікації традиційної програми технічного обслуговування і ремонту: перехід від трирівневої системи технічного обслуговування (оперативні, періодичні форми обслуговування і ремонт) до дворівневої системи (оперативні форми обслуговування і ремонт). У цьому випадку стратегія експлуатації тягового рухомого складу за фактичним технічним станом припускає його оцінку за рівнем надійності, тобто до настання відмови окремого блоку. Таким чином, після виявлення відмовного стану конструктивно – змінних одиниць (агрегатів локомотива) виконується їхня заміна; агрегати, що відмовили, відправляються до ремонтної ділянки для обслуговування і ремонту. Однак незважаючи на те, що дворівнева система обслуговування локомотивів заснована на системі управління якістю, вона вимагає формування і розвитку інтелектуальних інформаційних технологій моніторингу ТРС і їхніх систем протягом усього життєвого циклу (проекування, розробка, виробництво, монтаж і обслуговування) [10]. Що передбачає:

- облік і інформування по несправностях і відмовам.

- аналіз апіорної і апостеріорної інформації за результатами експлуатації, з визначенням показників надійності;

- постачання запасних частин з урахуванням аналізу статистики відмов;

- аналіз технічного стану ТРС і його вузлів, що надходять у ремонт.

Необхідно відзначити, що ефект впровадження супутникової навігаційної апаратури на транспорті досягається за напрямками:

- економії ресурсів і коштів за рахунок створення диспетчерських систем, систем моніторингу транспортних засобів, охоронних систем, систем управління рухом і ін.;

- безпеки на транспорті за рахунок своєчасного попередження про небезпеки, підвищення точності даних, оперативності і повноти інформації при пошукових діях.

Висновки. При впровадженні навігаційних систем на транспорті не можна не враховувати досвід провідних закордонних країн. Закордонний досвід показує, що перспективне використання навігаційних систем пов'язане з великими проектами в транспортній галузі - інтелектуальними транспортними системами. Їхній зміст полягає в інтегруванні геоінформаційних навігаційних систем, сучасних систем передачі і обробки даних, широкого доступу споживачів до цих ресурсів, управлінні вантажопотоками, пасажиропотоками з боку транспортних компаній.

Список літератури: 1. *Кірта Г.М.* Інтеграція залізничного транспорту України у європейську транспортну систему: Монографія. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна, 2004. – 248 с. 2. *Панкратов В. П., Шелковий А. В., Азаров Р. В.* Немецкая общеевропейская система «ruDi» и украинская система «Дельта СУ» // Локомотив-информ. – 2006. – № 3. – С. 43 – 46. 3. Локомотивное хозяйство: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. *С.Я. Айзінбуда.* - М.: Транспорт, 1986. - 263с. 4. *Малоземов Н.А.* Организация и планирование тепловозоремонтного производства. - М.: Транспорт, 1986. - 267с. 5. *Находкин В.М., Черепашенец Р.Г.* Технология ремонта тягового подвижного состава. - М.: Транспорт, 1998. - 461с. 6. *Тартаковский Э.Д.* Качество ремонта и надежность тепловозов. М.: Транспорт, 1973, 81с. 7. *Тартаковский Э.Д.* Предпосылки автоматизации проектирования технологических процессов обслуживания и ремонта локомотивов // Межвуз. сб. науч. тр. МИИТ, 1987.- Вып.795. – 8 с. 8. *Тартаковский Э. Д., Артеменко В. В., Артеменко А. В.* Концепция создания автоматизированной системы управления и контроля за тяговым подвижным составом железнодорожного транспорта с применением навигационных систем // 36. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 82. – С. 17 – 24. 9. *Бабанин А.Б., Пузырь В.Г.* Диагностирование ответственных узлов тепловозов при помощи микропроцессорных приборов // Труды 53 научно-технической конференции кафедр института и специалистов железнодорожного транспорта.-Харьков. - ХИИТ. – С.6. 10. *Барзилович Е.Ю., Воскобоев В.Ф.* Эксплуатация авиационных систем по состоянию. - М.: Транспорт, 1981. - 197с.

Надійшла до редакції 25.06.08

Г.Г. БАСОВ, д-р. техн. наук, *В.И. НЕСТЕРЕНКО*, канд. техн. наук,
С.В. АНТОНОВ (г. Луганск)

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ116У

Наведено аналіз конструкцій вузлів візка модернізованого тепловозу 2ТЕ116У та запропоновано шляхи поліпшення тягово-динамічних і ресурсних показників вузлів ходової частини.

The analysis of designs of knots of the cart of the modernised diesel locomotive 2TE116U is resulted and improvement ways tјagovo-dynamic and resource indicators of knots of a running part are offered.

Рост грузо-пассажи́рских перевозок на электрофицированных участках пути Российской Федерации вызывает необходимость повышения мощности тепловозов, обслуживающих второстепенные примыкающие пути, в связи с чем на ОАО «ХК «Лугансктепловоз» на базе тепловоза 2ТЭ116 создан локомотив 2ТЭ116У, при этом его мощность была увеличена с 2250 кВт до 2650 кВт.

Ходовая часть нового тепловоза представляет собой унифицированную трехосную тележку, созданную для тепловозов мощностью 2000...4000 кВт с нагрузкой на ось 210-230 кН. Тележка создавалась по модульному типу. Модулями являются: единая рама тележки, колесно-моторный блок с приводом первого класса. ТЭД разной мощности с двумя системами смазки: польстерной и циркуляционной. Возможно применение привода колес третьего класса. Буксовое рессорное подвешивание с изменяемой жесткостью комплекта пружин. Опорно-возвращающее устройство либо с жесткими опорами, имеющими угловое разделение масс кузова и тележек через пару трения и поперечное разделение масс через роликовый аппарат или опорно-возвращающее устройство с угловым разделением масс кузова и тележек на роликовом аппарате в вертикальной и горизонтальной плоскостях на упругих РМЭ. Рычажная передача тормоза с тормозными цилиндрами у.н. 535 или с ТЦР10, а также тормозная передача системы «Кпогг».

Создана также унифицированная тележка с изменяемыми техническими характеристиками на основе модульной системы.

Применяя в тележке модули с заданными характеристиками можно создать экипаж с необходимыми тягово-динамическими показателями. Модули, примененные в тележке тепловоза 2ТЭ116У, могут совершенствоваться на основе новых технических решений: так, замена в буксовой ступени рессорного подвешивания фрикционных гасителей колебаний на гидравлические позволяет повысить эффективность рессорного подвешивания. Примером удачного применения

гидродемпферов может быть тепловоз ТЭП150 с аналогичным рессорным подвешиванием, в котором установлены гидродемпферы №680 ТУ 3183-508-05744521-98 [1], производства ОАО «Транспневматика» г. Первомайск Р.Ф. На тепловозе ТЭП150 и 2ТЭ116У кузовная ступень упругая и тележки склонны к галопированию, поэтому для подавления галопирования тележек, гидродемпферы размещены на первой и третьей осях (рис. 1 поз.1), а для повышения виброзащиты оборудования тележки и повышения ресурса работы пружин, под пружины установлены резиновые амортизаторы.

При ходовых испытаниях тепловоза ТЭП150 [2] эффективность рессорного подвешивания оценивалась по коэффициенту относительного демпфирования. В таблице 1 приведены частоты видов собственных колебаний экипажа и коэффициенты относительного демпфирования видов колебаний при сбрасывании тепловоза с клиньев [2].

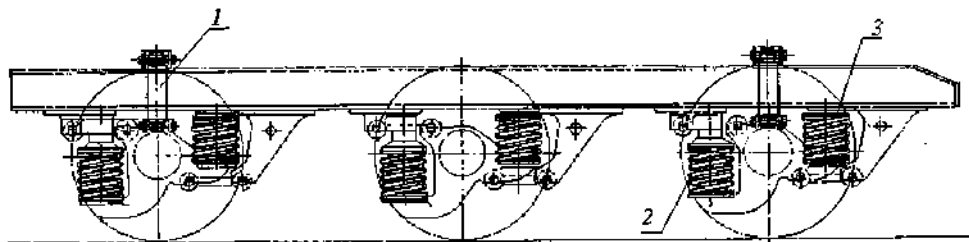


Рис. 1 Подвешивание рессорное
1 - гидродемпфер; 2 - комплект пружинный;
3 - резино-металлический амортизатор

Таблица 1 – Характеристики собственных колебаний

Виды колебаний	Частота колебаний, Гц	Коэффициент относительного демпфирования
Подпрыгивание	1,84	0,29...0,30
Галопирование кузова	1,93	0,28...0,30
Боковая качка	0,81	0,27...0,3
Галопирование тележки	8,35	0,25

Результаты ходовых испытаний показывают, что коэффициент относительного демпфирования по видам колебаний соответствует рекомендуемым значениям 0,25...0,3 [3].

В таблице 2 приведены силы демпфирования, на штоке гидродемпфера во всем диапазоне рабочих скоростей.

Из таблицы 2 видно, что демпфирующие усилия на головке штока гидродемпфера в клапанном и дроссельном режимах соответствуют требованиям ТУ 3183-508-05744521-98. Эксплуатационный пробег локомотива с гидродемпфером у.н. 680 до проведения регламентных работ составил 300 тыс. км.

Таблица 2 – Силы на штоке, кН

Направление движения	Силы на штоке, кН		Скорость движения, км/ч				
	40	60	80	100	120	140	160
передний ход	3,73	4,71	6,23	8,23	8,92	10,18	12,47
задний ход	3,73	4,71	6,23	8,23	9,21	10,13	13,82

В штатной тележке тепловоза 2ТЭ116У применена устаревшая конструкция буксового узла, в которой в работу включаются только поводки колес, движущихся по наружной кривой, что приводит к нагружению боковины рамы тележки односторонними поперечными силами.

Этот недостаток может быть устранен применением более совершенной буксовой связи с рамой тележки, отличительной особенностью которой являются мягкие безвтулочные поводки, обеспечивающие одновременное включение и шариковый упорный подшипник 1 с амортизаторами 2 (рис.2).

для средней колесной пары

для крайней колесной пары

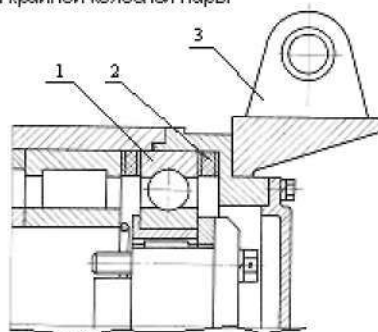
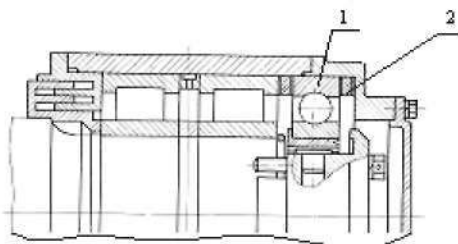


Рис.2 Букса поводковая:

1 – упорный подшипник; 2 – амортизатор;

3 – кронштейн гидродемпфера

Такое техническое решение буксовой связи с рамой тележки позволяет равномерно распределить поперечные силы между боковинами и уменьшить напряжения в элементах рамы и поводках, а также повысить их ресурс работы. Амортизаторы позволяют снизить динамические удары гребней колес о рельсы и снизить горизонтальные ускорения букс, а также повысить плавность хода тепловоза.

Для обеспечения безопасности движения и получения стабильных динамических характеристик экипажа в горизонтальной плоскости, поводки должны тарироваться. При этом суммарная осевая жесткость должна соответствовать расчетным значениям, которые необ-

ходимо уточнять в процессе экспериментальных исследований. Разброс осевой жесткостной характеристики не должен превышать 10% за счет разбивки поводков по жесткости.

На тепловозе применена серийная трамвайная подвеска тягового двигателя, которая имеет ряд недостатков: большая трудоемкость в изготовлении, значительная масса и отсутствие виброзащиты тележки. Для устранения этих недостатков подвески предлагается тяговый двигатель 2 (рис. 3) подвешивать к раме тележки при помощи тяги 3, которая с рамой соединяется через шарнир сферический 1, а с тяговым двигателем – через резиновые амортизаторы 4. Упруго-диссипативная связь ТЭД с рамой тележки позволяет улучшить виброзащиту тележки и уменьшить динамические нагрузки в приводе, а также сократить эксплуатационные затраты на обслуживание подвески.

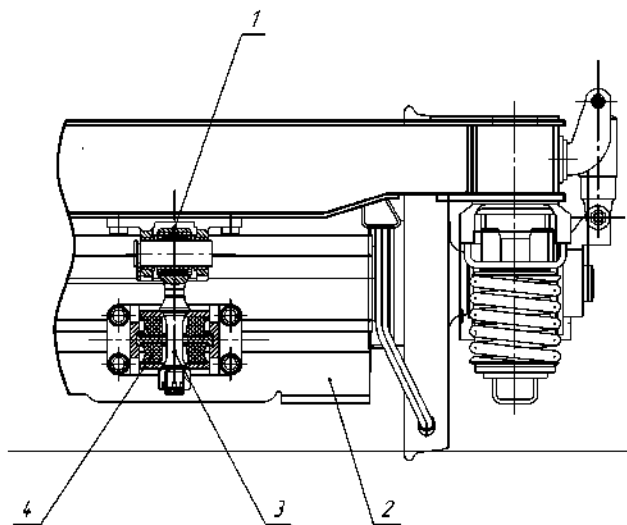


Рис. 3 Подвеска тягового двигателя:
1-резиновый амортизатор; 2-тяга; 3-тяговый двигатель;
4- шарнир сферический

Тягово-тормозные свойства локомотива и его динамические качества в значительной мере определяются конструкцией шкворневого узла (рис.4) и опорно-возвращающего устройства (ОВУ). На тепловозе 2ТЭ116У применено серийное ОВУ, состоящее из роликовой опоры и семи резинометаллических элементов, на которые опирается кузов. Это ОВУ не имеет достаточной возвращающей силы, вследствие чего кузов после прохождения кривой не может вернуться в соосное

положение с тележкой, что приводит к повышенному износу гребней колес и рельсов. При серийном ОВУ (например, на тепловозе 2ТЭ116) производится ложная развеска тепловоза. При этом с помощью технологических болтов 1 (рис. 4) кузов и тележка выставляются в соосное положение и производится развеска. После выворачивания болтов и повторного заезда тепловоза на весовой комплекс в силу нестабильности характеристики РМЭ развеска нарушается.

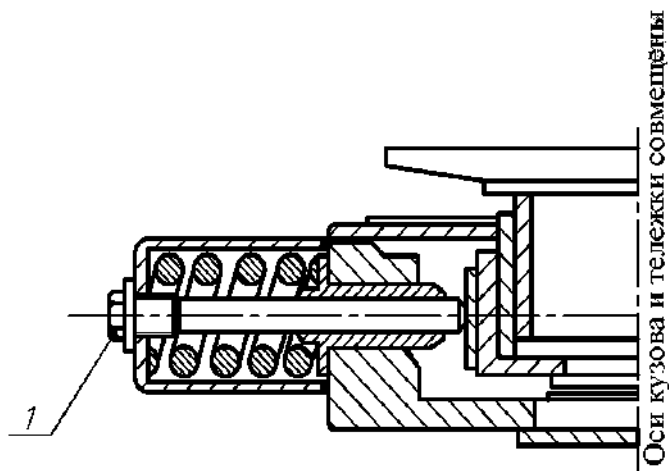


Рис. 4 Шкворневой узел:
1 - технологический болт

Для улучшения виброзащиты кузова и обеспечения возвращающей силы, центрирующей кузов и тележку, предлагается РМЭ ОВУ 1 выполнить полыми часть из них заблокировать направляющей 2 и фиксатором 3, а другую часть РМЭ заблокировать цилиндрической частью стакана 4 (рис. 5).

При такой схеме установки РМЭ их количество в опоре (за счет блокировки в цилиндрической части стаканом) можно увеличить до 9-10. При этом суммарный статический прогиб рессорного подвешивания увеличится до 160 мм.

Стеновые испытания показали, что четыре РМЭ создают возвращающую силу, обеспечивающую соосное положение кузова и тележек, а также приемлемый момент сопротивления повороту тележки.

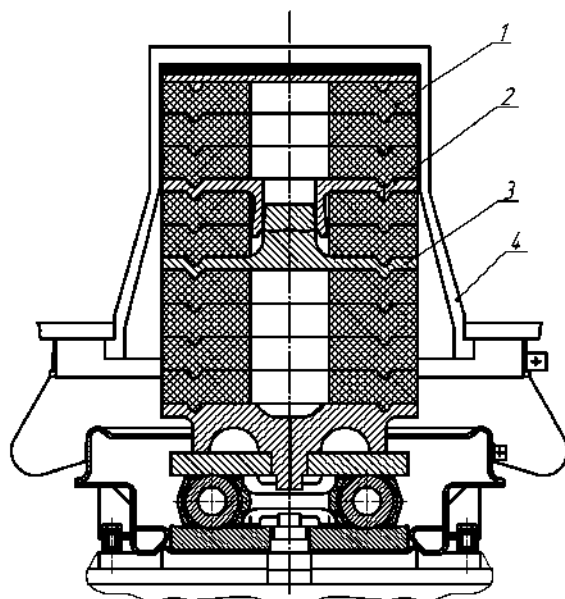


Рис.5. Опорно-возвращающее устройство:
1-резино-металлический элемент; 2-направляющая;
3-фиксатор; 4-стакан

Таким образом, эффективность современного тягового подвижного состава можно повысить за счет увеличения мощности, тягово-динамических качеств и снижения эксплуатационных затрат.

Экономически наиболее целесообразно создание экипажа модульного типа, путем изменения характеристик модулей. На базе унифицированной тележки в сжатые сроки можно создавать экипажи для грузовых и скоростных пассажирских тепловозов. Примером могут служить тепловозы ТЭ114И, 2ТЭ116, 2ТЭ116У и ТЭП150.

Предлагаемые технические решения по совершенствованию экипажа тепловоза 2ТЭ116У позволяют улучшить динамические, тяговые и эксплуатационные характеристики локомотива при сохранении существующей эксплуатационной базы.

Список литературы: 1. Демпферы гидравлические подвижного состава ж/д. Технические условия ТУ3183-508-05744521-98. ОАО «Транспневматика»1998. – 20 с. 2. Протокол №87-2005 По результатам приемочных ходовых испытаний тепловоза ТЭП150. «Лугансктепловоз» ЦКБ «Транссерв» 22.09.2005. 3. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колес 1520мм.– Москва, 1998. – С.145.

Поступила в редколлегию 23.10.08

В.К. БЕЛОВ, канд. техн. наук, *А.Ю. ТИМЧЕНКО*, НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ВОДОХОДНЫХ КАЧЕСТВ ТРАНСПОРТЕРА ТЯГАЧА МТ-ЛБ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ВОДОХОДНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Проведено порівняння водохідних якостей транспортера-тягача типу МТ-ЛБ з різними типами водохідних рушіїв (гусениця, водомет, водохідний гвинт) по часу та шляху розгону до максимальної швидкості, при якій сила тяги дорівнює силі опору. Сили опору отримані експериментально, сила тяги для гусеничного рушія – експериментально, а водометів та гвинта – розраховано.

Comparison of riding qualities in water of the carrier-tractor of type МТ-ЛБ with various types of propellers (track, the water-jet, the screw) on a time and a trajectory of dispersal to the maximum velocity at which the draft force is equated to force of resistance is spent. Forces of resistance and draft force for a caterpillar mover are gained observationally, and for the water-jet and the screw are gained computationally.

На сегодняшний день водные преграды остаются одними из наиболее серьезных и часто встречающихся на пути войск препятствий, от внезапности и быстроты преодоления которых в значительной мере зависит успех боя и операции.

Преодолеть такую преграду можно разными способами. Как отмечают исследователи, современные войска особое внимание уделяют переправе на плавающих машинах различного типа (бронетранспортерах, танках, боевых машинах пехоты и др.), так как этот способ требует наименьшего времени на подготовку [7].

Так как на одну и ту же базовую машину можно установить различные водоходные движители, то возникает интерес сравнить водоходные качества машины с каждым из них.

Таким образом, целью данной работы было сравнение водоходных качеств транспортера-тягача МТ-ЛБ с различными типами водоходных движителей.

В настоящее время в качестве водоходных движителей транспортных машин используются сухопутные движители (гусеницы или колеса), водометы или гребные винты. Использование сухопутных движителей незначительно усложняет конструкцию машины. Этот тип движителей хорошо проявляет себя при движении по мелководью и загрязненным водоемам, при входе и выходе из воды. В то же время он имеет низкий КПД из-за больших потерь мощности затрачиваемой на перематывание гусениц, т.к. гусеничный обвод натянут большим усилием, вызванным раскручиванием торсионов подвески, низких показателей массы и скорости отбрасываемой колесным движителем воды, а также образованием водо-воздушной эмульсии в зоне работы движителя.

Водометный движитель имеет более высокий КПД, довольно хорошо защищен от повреждений посторонними предметами, обеспечивает хорошую маневренность машине, но конструкция водометов значительно сложнее других движителей, при их установке уменьшается запас плавучести, усложняется конструкция машины, а также при эксплуатации на загрязненных водоемах возможно засорение входных решеток.

Гребные винты обладают высоким КПД, они просты по устройству, но их установка требует существенного усложнения в конструкции машины, несколько уменьшает запас плавучести. Винт практически не защищен от попадания посторонних предметов, в эксплуатации неудобен т.к. требует сложной подготовительной работы при входе в воду и выходе на берег.

Для МТ-ЛБ были проведены натурные испытания по определению сил сопротивления на плаву при различных скоростях движения машины.

Экспериментальная зависимость величины силы сопротивления движению МТ-ЛБ от скорости движения машины представлена на рис. 1.

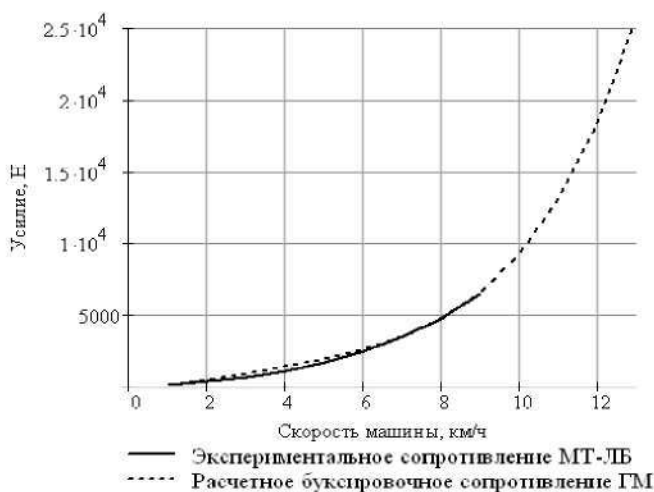


Рис. 1. Зависимость сопротивления движению машины от ее скорости

На этом же рисунке представлена расчетная кривая силы сопротивления, определенная по методике рекомендуемой А.П. Степановым для гусеничных машин (ГМ) [7], в основу которой заложено число Фруда. По этой методике сопротивление движению определяется как

$$R_i = (60 \cdot Fr_i^2 - 30 \cdot Fr_i + 6,35) \cdot F_{мид} \cdot v_i^2,$$

где R – сила сопротивления движению, Н;

Fr_i – число Фруда для i -й скорости;

$F_{\text{МИД}}$ – площадь погруженной части миделевого сечения корпуса, м^2 ;

v_i – скорость плава машины, м/с .

$$\text{Учитывая что } F_{R_i} = \frac{v_i}{\sqrt{g \cdot L}}$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

L – длина ватерлинии, м ;

была определена сила сопротивления R .

Сила тяги машины с гусеничным водоходным движителем при различных скоростях движения определялась по результатам натурных испытаний. Были определены усилия на швартовах и скорость движения машины в зависимости от скорости перематывания гусеничных цепей и по этим зависимостям построена зависимость силы тяги от скорости движения машины см. рис.2.

Сила тяги создаваемая водометным движителем описывается уравнением

$$P = \frac{Q \cdot \gamma_w}{g} \cdot \left(\frac{Q}{F_{\text{вых}}} - v \right),$$

где Q – производительность насоса водомета, $\text{м}^3/\text{с}$;

γ_w – удельный вес воды, Н/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$F_{\text{вых}}$ – площадь выходного отверстия водомета, м^2 ;

v – скорость движения машины, м/с .

Производительность насоса водомета

$$Q = \left[0,06 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1 - d^2) \right] \cdot n \cdot D^3, \quad d = \frac{D_{\text{ст}}}{D},$$

где D – диаметр рабочего колеса, м ;

$D_{\text{ст}}$ – диаметр ступицы, м ;

n – частота вращения рабочего колеса, об/мин .

При расчете была принята установка двух водометов на машину, $D = 0,3 \text{ м}$, $D_{\text{ст}} = 0,105 \text{ м}$, $n = 2100 \text{ об/мин}$. Результаты расчета приведены на рисунке 2.

Сила тяги, создаваемая гребным винтом

$$P_g = k \cdot \rho \cdot n_g^2 \cdot D_g^4,$$

где k – коэффициент упора, определяемый по "корпусной" диаграмме [7];

ρ – плотность воды, кг/м^3 ;

n_g – частота вращения винта, об/мин ;

D_a – диаметр винта.

Результаты расчета при $D_a = 0,52 м$ и $n_a = 1200 об/мин$ приведены на рисунке 2.

Таким образом, на рисунке 2 представлены расчетные значения силы тяги машины с различными типами водоходных движителей и расчетное значение силы сопротивления движению машины. Точка пересечения кривой сопротивления и кривых тяги определит максимальную скорость машины с соответствующим движителем.

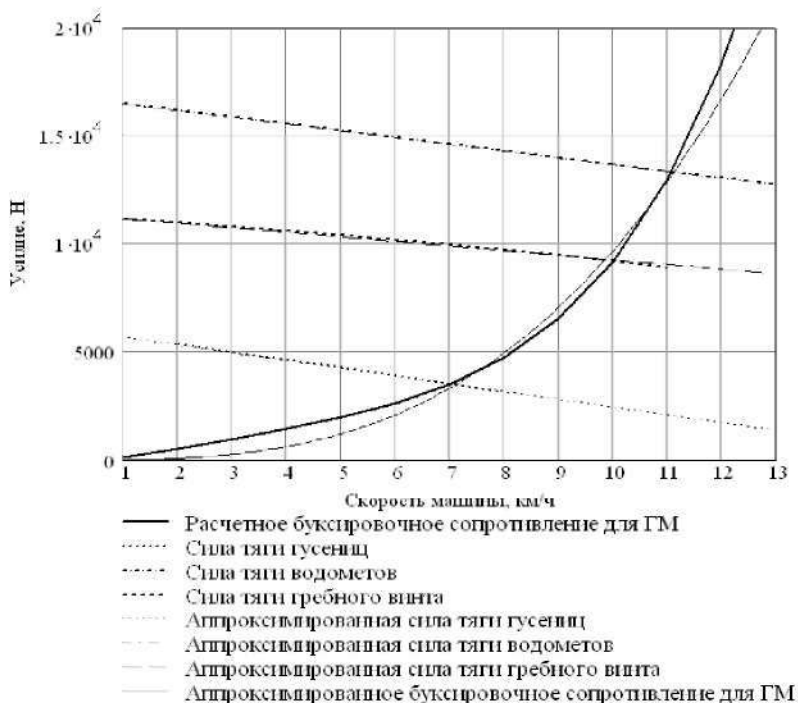


Рис. 2. Сила тяги водоходных движителей

Из графика сопротивления движению машины (см. рис.1) видно, что обе кривые имеют довольно высокую сходимость и могут быть аппроксимированы выражением $R = k \cdot v_i^3 = 9,7 \cdot v_i^3$ (см. рис.2). Такой подход позволяет с достаточной степенью надежности провести интерполяцию экспериментальных зависимостей сопротивления для всего возможного диапазона скоростей плава.

Полученные зависимости силы тяги машины можно аппроксимировать

$P_T = 6050 - 360 \cdot V_M$ – для гусеничного движителя;

$P_{Вод} = 16810 - 313 \cdot V_M$ – для водометных движителей;

$P_{Винт} = 11400 - 213 \cdot V_M$ – для гребного винта.

Уравнение движения машины на плаву выглядит так

$$P_T = m \cdot (1 + \delta) \frac{dV_M}{dt} + k \cdot V_M^3.$$

где m – масса машины, кг;

δ – коэффициент присоединенных масс воды;

V_M – скорость движения машины, м/с.

Таким образом, время разгона машины до скорости $0,95V_{\max}$

$$t = \int_0^{0,95V_{\max}} \frac{m \cdot (1 + \delta)}{P_T - k \cdot V_M^3} dV_M.$$

Путь разгона машины до скорости $0,95V_{\max}$

$$S = \int_0^{0,95V_{\max}} \frac{m \cdot (1 + \delta) \cdot V_M}{P_T - k \cdot V_M^3} dV_M.$$

Зависимости времени и пути разгона машины с различными типами водоходных движителей изображены на рисунках 3 и 4 соответственно.

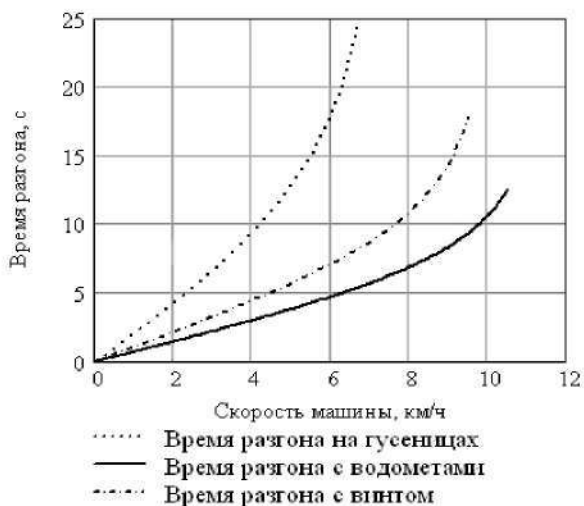


Рис. 3. Время разгона машины

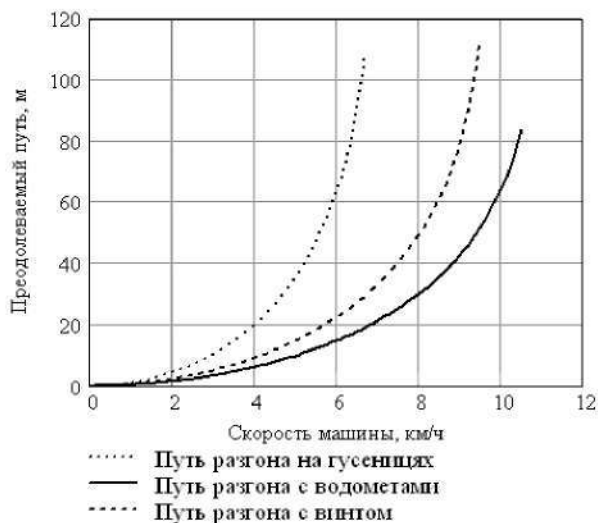


Рис. 4. Путь разгона машины

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что при установке водометных движителей максимальная скорость движения машины, в сравнении с максимальной скоростью машины на гусеничном движителе, увеличится в 1,6 раза при значительном улучшении управляемости. При этом запас плавучести уменьшится на 1,8%.

Время разгона машины до максимальной скорости, достигаемой на гусеничном движителе, уменьшится в 5 раз, а соответствующий путь уменьшится в 6 раз.

Список литературы: 1. Лёгкий многоцелевой гусеничный транспортёр-тягач. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Под ред. А.Ф. Белоусова. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1969. – 485 с. 2. Александров Е.Е., Ефимов В.В. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. Учебно-справочное пособие. – Харьков: НГУ "ХПИ", 2001. – 376 с. 3. Буцаев С.В. Плавающая машина. Теория и эксперимент. – Одеса: Друк. ОДМУ, 2000. – 253 с. 4. Вернер Освальд. Полный каталог военных автомобилей и танков Германии 1900 - 1982 гг. – Астрель, 2003. – 672 с. 5. Кушиков С.В., Храшкин М.Ф. Водометные движители (теория и расчет). – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с. 6. Редькин М.Г. Плавающие колесные и гусеничные машины. – М.: Воениздат, 1966. – 200 с. 7. Степанов А.И. Конструирование и расчет плавающих машин. – М.: Машиностроение, 1983. – 200 с., ил. 8. Холковский Г.И. Энциклопедия бронетехники. Гусеничные боевые машины, 1919-2000 гг. – Мн.: Харвест, 2001. – 656 с.

Поступила в редакцию 30.06.08

С.Н. БЕЛЯЕВ (г. Харьков)

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СТАБИЛИЗАТОРА ВООРУЖЕНИЯ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ БОЕВОЙ МАШИНЫ, ПОСТРОЕННОГО НА ОСНОВЕ БЕСПЛАТФОРМЕННОЙ ИНЕРЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

У статті наведено результати комп'ютерного моделювання спрощеної моделі стабілізатора озброєння легкоброньованої бойової машини, побудованого на основі безплатформеної інерціальної системи. Виконано аналіз одержаних перехідних процесів.

In the article the simulation results of the simplified model of the light-armored fighting vehicle armament stabilizer are considered. Analysis of the transients obtained is made.

Постановка задачи. Объекты бронетехники оснащаются стабилизаторами вооружения – специальными системы автоматического регулирования, позволяющими эффективно вести прицельный огонь с ходу. Эффективное ведение огня с ходу без стабилизатора невозможно из-за значительных колебаний корпуса бронеекста [1]. Стабилизаторы устанавливаются на танки и на легкобронированные боевые машины (ЛБМ) БМП-3, БМД-3 и др. [2].

В стабилизаторах вооружения чувствительными элементами являются гироскопические датчики угла и угловой скорости, служащие для измерения угловых отклонений и угловых скоростей пушки (в вертикальной плоскости) и башни с пушкой (в горизонтальной плоскости). Электронный блок формирует сигнал, пропорциональный этим отклонениям, который подается на исполнительные приводы (гидроцилиндры, электродвигатели) в качестве управляющего воздействия. Уровень развития современной датчиковой аппаратуры и микропроцессорной техники позволяет отказаться от построения стабилизаторов вооружения на дорогостоящих гироскопических приборах, которые имеют достаточно большие габариты и массу, а также требуют существенного времени готовности к работе. В данной статье предлагается использовать принципы бесплатформенных инерциальных систем (БИС) для синтеза стабилизатора вооружения ЛБМ. БИС широко применяются для управления космическими летательными аппаратами и навигации транспортных средств [3, 4]. В таких системах задача определения ориентации объекта сводится к нахождению некоторых параметров, однозначно определяющих угловую ориентацию связанной с объектом ортогональной системы координат по отношению к некоторой принятой за инерциальную системе координат. В качестве параметров ориентации используют углы Эйлера – Крылова, параметры Родрига – Гамильтона (кватернионы), параметры Кейли – Клейна и ряд других. Исходной информацией для вычисления этих параметров являются составляющие вектора угловой скорости вращения связанной с объектом системы координат, измеряемые с помощью датчиков угловой скоро-

сти. Параметры ориентации определяются численным интегрированием в бортовом вычислителе кинематических уравнений. Автор предлагает для определения ориентации боевого модуля ЛБМ применять параметрический метод Родрига – Гамильтона, поскольку интегрирование кинематических уравнений в этом случае требует меньшей производительности бортового вычислителя [3].

К стабилизаторам вооружения современных ЛБМ предъявляются жесткие технические требования. Так, к стабилизатору с исполнительным электродвигателем ЭДМ-500 одним из требований является возможность отработки в режиме наведения угла $(3,0 \pm 0,5)^\circ$ за время не более 0,1 с.

Анализ последних исследований и публикаций. Пути усовершенствования стабилизаторов основного вооружения бронетехники проанализированы в работах [5, 6]. Возможность отказа от применения механических гироскопов также является объектом исследований отечественных ученых. Так, в работе [7] предлагается использовать микрогироскопы для измерения угловых скоростей в системах стабилизации вооружения ЛБМ взамен обычных гиротакметров.

Формулировка цели статьи. Целью данной работы является анализ принципиальной возможности построения стабилизатора вооружения ЛБМ на основе БИС путем имитационного моделирования.

Исходные допущения. В работе [8] приведена математическая модель совместного движения башенки и боевого модуля ЛБМ, схема взаимного расположения которых на корпусе машины представлена на рис. 1. С целью анализа принципиальной возможности синтеза стабилизатора на основе БИС в этой модели были приняты следующие допущения:

- положение центра масс модуля относительно осей координат, связанных с модулем, характеризуется вектором $\bar{X}_M = col(x_M, 0, 0)$;
- положение полюса поворота башенки относительно центра масс машины определяется вектором $\bar{r}_1 = col(0, r_{1y}, 0)$;
- положение полюса системы координат, связанной с модулем, относительно полюса системы координат, связанной с башенкой, характеризуется вектором $\bar{r}_L = col(0, r_{ly}, 0)$;
- при движении машины по пересеченной местности ее подрессоренный корпус колеблется в поперечной и продольной плоскостях с угловыми скоростями и ускорениями, задаваемыми по гармоническим законам таким образом, чтобы моделируемые угловые скорости и ускорения приблизительно соответствовали реальным при движении ЛБМ по пересеченной местности.
- башенка не вращается, т.е. $\dot{\varphi}_b = \ddot{\varphi}_b = 0$, но повернута на некоторый заданный угол φ_b ($-2\pi \leq \varphi_b \leq 2\pi$);
- модуль вооружения вращается вокруг оси цапф, угол поворота $-20^\circ \leq \varphi_p \leq 60^\circ$;
- линейные ускорения корпуса ЛБМ не учитываются.

- оси системы координат, связанные с модулем, не являются главными и центральными; тензор инерции модуля задан своими компонентами:

$$I_M = \begin{pmatrix} I_{xx}^M & -I_{xy}^M & -I_{xz}^M \\ -I_{yx}^M & I_{yy}^M & -I_{yz}^M \\ -I_{zx}^M & -I_{zy}^M & I_{zz}^M \end{pmatrix}.$$

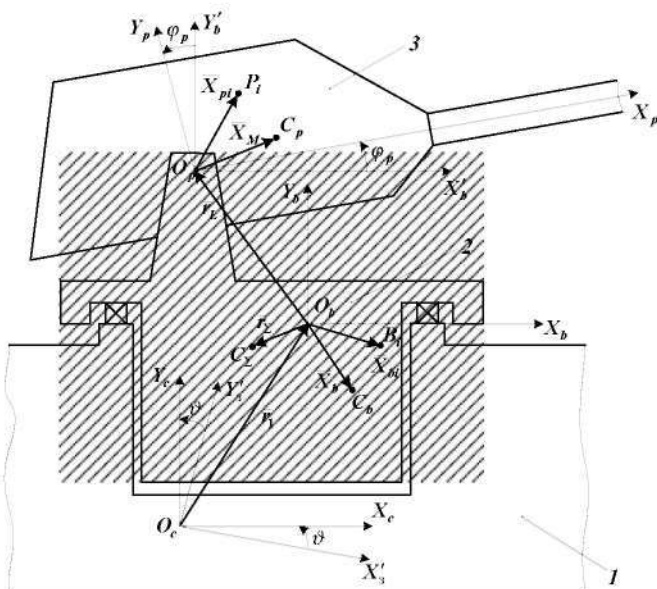


Рис. 1 – Схема расположения модуля вооружения и башенки на корпусе ЛБМ:
 1 – корпус ЛБМ; 2 – башенка; 3 – модуль вооружения; O_c – центр масс машины; $O_c X'_3 Y'_3 Z'_3$ – земная система координат, приведенная к полюсу O_c ; $O_c X_c Y_c Z_c$ – система координат, связанная с корпусом машины (ССК); C_b – центр масс башенки; \bar{X}_b – радиус-вектор положения центра масс башенки; C_p – центр масс модуля; \bar{X}_M – радиус-вектор положения центра масс модуля; $O_b X_b Y_b Z_b$ – система координат, связанная с подвижной относительно корпуса башенкой; \bar{r}_l – радиус-вектор положения полюса O_b относительно полюса O_c ССК; \bar{r}_l – радиус-вектор положения полюса O_p системы координат $O_p X_p Y_p Z_p$, связанной с поворачивающимся относительно оси $O_p Z_p$ модулем; C_Σ, r_Σ – соответственно центр масс и радиус-вектор положения центра масс системы «башенка – модуль»; \bar{X}_{pi} и \bar{X}_{bi} – радиус-векторы положения материальных точек P_i и B_i соответственно модуля и башенки

Моделирование датчиковой аппаратуры. При имитационном моделировании стабилизатора вооружения ЛБМ учитывалось квантование сигналов с датчиков угловой скорости модуля вооружения по уровню. Принималось, что в дискретные моменты времени значения этих сигналы определяются следующим образом:

$$\omega_{pi}(nT) = E \left(\frac{\omega_{pi}(nT)}{\varepsilon_p} \right) \cdot \varepsilon_p; i = x, y, z, \quad (1)$$

где « $E(\dots)$ » – целая часть выражения в скобках; n – номер такта работы вычислителя; T – величина такта (принималась равной 0,005 с); $\omega_{pi}(nT)$ – проекции угловой скорости модуля в моменты времени nT ; ε_p – цена разряда аналого-цифрового преобразователя (АЦП) (принималось, что АЦП 11-ти разрядное).

Алгоритм вычисления параметров Родрига – Гамильтона. Заданная ориентация модуля определяется соответствующими углами башенки и модуля φ_{b3} и φ_{p3} . Этой ориентации соответствует заданный кватернион $\bar{M} = (\mu_0, \mu_1, \mu_2, \mu_3)$, компоненты которого определяются по формулам

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \cos \frac{\varphi_{b3}}{2} \cos \frac{\varphi_{p3}}{2}; \mu_1 = \sin \frac{\varphi_{b3}}{2} \sin \frac{\varphi_{p3}}{2} \\ \mu_2 &= \sin \frac{\varphi_{b3}}{2} \cos \frac{\varphi_{p3}}{2}; \mu_3 = \cos \frac{\varphi_{b3}}{2} \sin \frac{\varphi_{p3}}{2} \end{aligned}$$

Текущая ориентация модуля определяется численным интегрированием кинематических уравнений методом Эйлера с реверсом и нормировкой.

Обозначим кватернион текущей ориентации модуля $\bar{\Lambda} = (\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$, причем $\lambda_0(0) = 1$; $\lambda_1(0) = 0$; $\lambda_2(0) = 0$; $\lambda_3(0) = 0$.

Тогда на нечетном такте работы бортового вычислителя алгоритм определения параметров Родрига – Гамильтона имеет вид:

$$\lambda_1(n) = \lambda_1(n-1) + \frac{T}{2} \{ \lambda_0(n-1) \omega_{fx}(n) + \lambda_2(n-1) \omega_{fz}(n) - \lambda_3(n-1) \omega_{fy}(n) \};$$

$$\lambda_2(n) = \lambda_2(n-1) + \frac{T}{2} \{ \lambda_0(n-1) \omega_{fy}(n) + \lambda_3(n-1) \omega_{fx}(n) - \lambda_1(n) \omega_{fz}(n) \};$$

$$\lambda_3(n) = \lambda_3(n-1) + \frac{T}{2} \{ \lambda_0(n-1) \omega_{fz}(n) + \lambda_1(n) \omega_{fy}(n) - \lambda_2(n) \omega_{fx}(n) \};$$

$$\lambda_0(n) = \sqrt{1 - \lambda_1^2(n) - \lambda_2^2(n) - \lambda_3^2(n)},$$

а на четном такте составляющие кватерниона вычисляются в обратной последовательности:

$$\lambda_3(n) = \lambda_3(n-1) + \frac{T}{2} \left\{ \lambda_0(n-1)\omega_{fz}(n) + \lambda_1(n-1)\omega_{fy}(n) - \lambda_2(n-1)\omega_{fx}(n) \right\};$$

$$\lambda_2(n) = \lambda_2(n-1) + \frac{T}{2} \left\{ \lambda_0(n-1)\omega_{fy}(n) + \lambda_3(n)\omega_{fx}(n) - \lambda_1(n-1)\omega_{fz}(n) \right\};$$

$$\lambda_1(n) = \lambda_1(n-1) + \frac{T}{2} \left\{ \lambda_0(n-1)\omega_{fx}(n) + \lambda_2(n)\omega_{fz}(n) - \lambda_3(n)\omega_{fy}(n) \right\};$$

$$\lambda_0(n) = \sqrt{1 - \lambda_1^2(n) - \lambda_2^2(n) - \lambda_3^2(n)},$$

где ω_{fx} , ω_{fy} , ω_{fz} – сигналы с датчиков угловой скорости, определяемые по формуле (1).

Формирование управляющего воздействия. Составляющие кватерниона рассогласований $\delta\bar{\lambda} = (\delta\lambda_0, \delta\lambda_1, \delta\lambda_2, \delta\lambda_3)$ определяется следующим образом:

$$\delta\lambda_0(n) = \mu_0(n)\lambda_0(n) + \mu_1(n)\lambda_1(n) + \mu_2(n)\lambda_2(n) + \mu_3(n)\lambda_3(n);$$

$$\delta\lambda_1(n) = \mu_0(n)\lambda_1(n) - \mu_1(n)\lambda_0(n) - \mu_2(n)\lambda_3(n) + \mu_3(n)\lambda_2(n);$$

$$\delta\lambda_2(n) = \mu_0(n)\lambda_2(n) - \mu_2(n)\lambda_0(n) + \mu_1(n)\lambda_3(n) - \mu_3(n)\lambda_1(n);$$

$$\delta\lambda_3(n) = \mu_0(n)\lambda_3(n) - \mu_3(n)\lambda_0(n) - \mu_1(n)\lambda_2(n) + \mu_2(n)\lambda_1(n).$$

Управляющий сигнал формируется по такому закону:

$$U_{\alpha}(n) = -k_{\vartheta} [2\delta\lambda_0(n)\delta\lambda_3(n)] + k_{\dot{\vartheta}} \omega_{fz}(n); |U_{\alpha}| \leq 27 \text{ В}. \quad (2)$$

Управляющий сигнал (2) поступает на обмотку якоря приводного электродвигателя ЭДМ-500, который обрабатывает угловое рассогласование между заданным углом наведения и текущим угловым положением модуля вооружения ЛБМ.

На рис. 2 приведены переходные процессы в стабилизаторе при значениях коэффициентов усиления закона управления (2) $k_{\vartheta} = 250$ и $k_{\dot{\vartheta}} = 7$ в режиме наведения, полученные в результате имитационного моделирования.

Выводы. Как видно из графиков на рис. 2, время обработки угла наведения величиной 3° (0,052 рад) не удовлетворяет предъявляемым к стабилизатору вооружения ЛБМ техническим требованиям. На основании полученных результатов моделирования можно сделать вывод о необходимости исследований по выбору оптимальных коэффициентов закона управления (2) и

применению других законов управления для повышения быстродействия разрабатываемой системы. В целом возможность синтеза стабилизатора вооружения ЛБМ на основе БИС представляется автору вполне реальной, что убеждает в необходимости продолжать исследования.

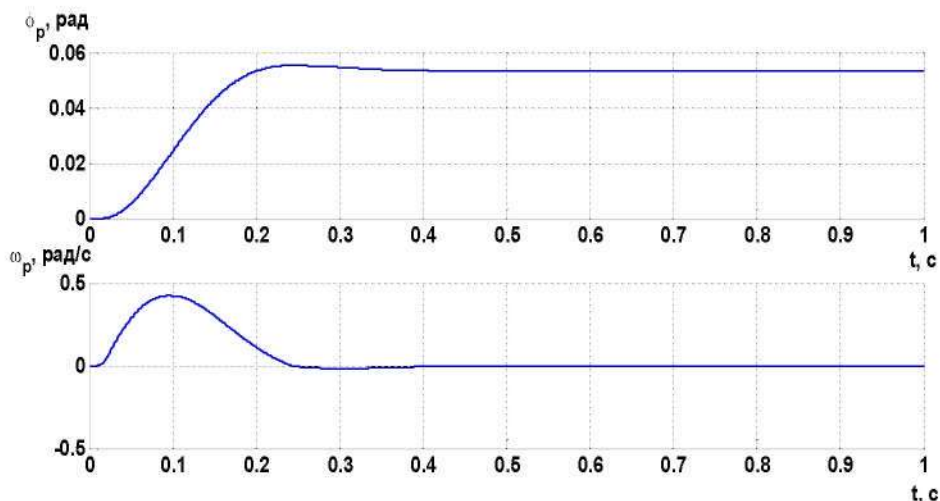


Рис. 2 – Переходные процессы в стабилизаторе при отработке заданного угла наведения величиной 3° (0,052 рад)

Список литературы: 1. Корнеев В.В., Кузнецов М.И., Кузьмин Л.П. и др. Основы автоматизации и танковые автоматические системы. – М.: АБВТ, 1976. – 546 с. 2. Карпенко А.В. Обзорение отечественной бронетанковой техники (1905–1955 гг.). – СПб: Невский бастион, 1996. – 480 с. 3. Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов / О. Н. Анушин, Г. И. Емельянец / Под общ. ред. чл.-кор. РАН В.Г. Пешехонова. – СПб., 1999. – 357 с. 4. Бранец В.И., Шмыглевский И.П. Введение в теорию бесплатформенных инерциальных навигационных систем. – М.: Наука, 1992. – 280 с. 5. Оліярник Б.О., Чайковський Р.І., Бондарук А.Б. Шляхи модернізації системи наведення і стабілізації серійних танків // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 2. – С. 183–189. 6. Александров Е.Е., Божатыренко К.И., Истомина А.Е. Физическое моделирование нейросетевой микропроцессорной системы наведения танковой пушки // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2007. – № 1. – С. 27–30. 7. Оліярник Б.О., Чайковський Р.І., Бондарук А.Б. Застосування мікропроєкторів у стабілізаторах основного озброєння легкоброньованої техніки // Механіка та машинобудування. – 2007. – № 2. – С. 87–92. 8. Александров Е.Е., Колоненко В.А., Беляев С.Н., Чайковский Р.И., Якименко О.И. Об особенностях построения математической модели совместного движения башенки и боевого модуля как объектов регулирования в комплексах управления вооружением для легкобронированных боевых машин // Механіка та машинобудування. – 2007. – № 2. – С. 3–26.

Поступила в редакцию 29.09.08

А.И. БОНДАРЕНКО, аспирант

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА, РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Приведені математичні моделі пневматичного гальмівного приводу автомобіля КрАЗ-6510, складені з використанням методів Герца Е.В. і Метлюка Н.Ф. Представлені і проаналізовані результати моделювання.

The mathematical models of pneumatic brake drive of car of КрАЗ-6510, made with the use of methods Hertz E. V. and Metlyka N.F. Presented and analysis results of design, are resulted.

Введение. При проектировании тормозных систем особое значение приобретает автоматизация процесса исследования, которая позволяет существенно сократить его сроки и стоимость. Экспериментальное исследование, как правило, является длительным и дорогостоящим процессом. Корректно составленные математические модели и соответствующие программные продукты позволяют получить и проанализировать результаты на стадии проектирования, внести необходимые коррективы.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопрос разработки метода, описывающего переходные процессы в пневматическом тормозном приводе (ППП), и математической модели функции расхода затронут во многих работах как отечественных, так и иностранных ученых [1-3]. Однако на данный момент наиболее распространены и известны среди инженеров, занимающихся динамикой ПТП методы Герца Е.В. и Метлюка Н.Ф. Основное отличие этих двух методов заключается в различных функциях расхода [4].

Цель и постановка задачи. В данной работе была поставлена задача, заключающаяся в составлении математической модели ПТП с использованием различных методов, сравнении между собой результатов, полученных в следствии моделирования для выбора метода наиболее корректно описывающего переходные процессы в ПТП.

Математическая модель пневматического тормозного привода, результаты моделирования. Модель представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих с различными допущениями реальные процессы, протекающие в физической системе.

В математических моделях контуров ПТП были приняты следующие допущения:

- давление воздуха на входе в двухсекционный тормозной кран не изменяется за время переходного процесса и равно P_{max} ;
- отсутствуют утечки воздуха из системы;
- температура воздуха в полостях аппаратов тормозного привода не изменяется;

– в процессе наполнения и опорожнения теплообмен с окружающей средой отсутствует;

– пневмосопротивления клапанов и трубопроводов принимаем сосредоточенными;

– объем исполнительных аппаратов принимаем постоянным после достижения давления $P_{ом} = 0,15..0,18 \text{ МПа}$. Величина $P_{ом}$ необходима для выборки всех зазоров и преодоления сил трения в механизме и стягивающих колодок пружин;

– течение газа – невязкое;

– режим течения газа – докритический;

– режим течения воздуха – смешанный, турбулентный режим возможен в течении малого промежутка времени в момент открытия дросселей при наполнении и опорожнении емкостей;

ППП КрАЗ-6510 состоит из двух независимых контуров, связанных с тормозным краном: верхняя секция с контуром заднего моста – 1-й контур, нижняя с контуром среднего и переднего мостов – 2-й контур.

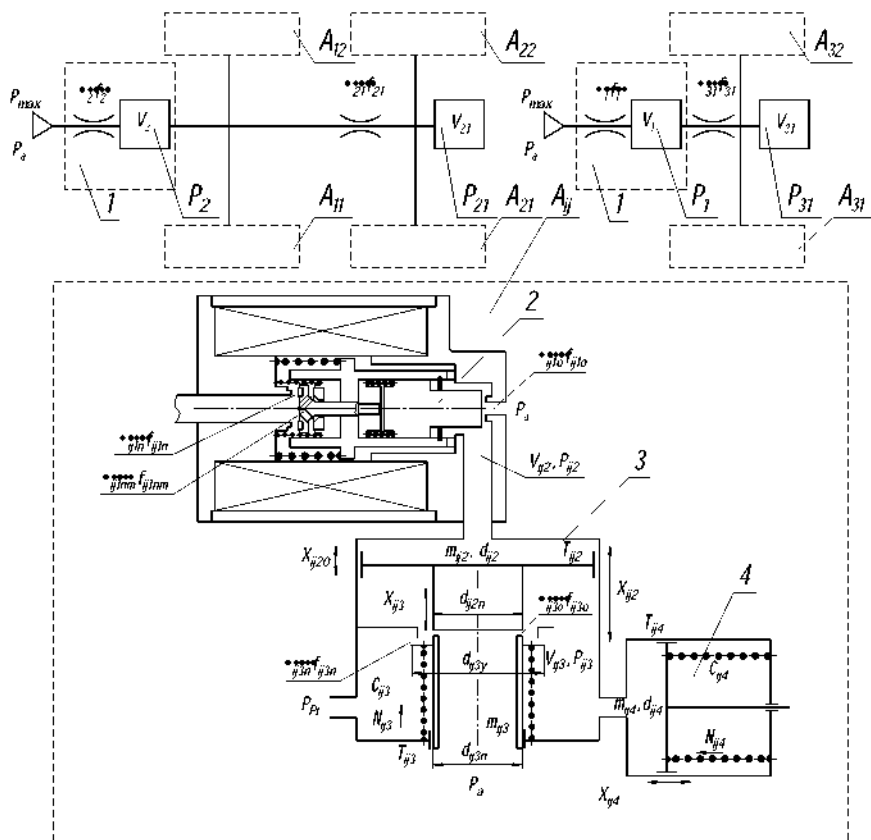
Расчетная схема ППП с АБС (в качестве исполнительных аппаратов тормозные цилиндры), приведена на рис. 1.

Уравнения расходов для первого контура (рис. 1) при торможении имеют следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{dm}{dt} \right)_1 - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{31} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{21} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{221} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{311} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E31} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{321} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E322} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{223a} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E223} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{311} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E312} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{213a} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E213} = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dr}$ – уравнение для определения мгновенного массового расхода воздуха через местное сопротивление (дроссель);

$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Ei}$ – уравнение состояния воздуха в емкости.



i – номер оси; j – номер борта; 1 – тормозной кран; 2 – модулятор давления; 3 – ускорительный клапан; 4 – тормозной цилиндр.

Рисунок 1 – Расчетная схема исследуемого ППП

Уравнения расходов для первого контура (рис. 1) при растормаживании:

$$\begin{cases}
 \left(\frac{dm}{dt}\right)_{21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{\varepsilon 1} = 0; \\
 \left(\frac{dm}{dt}\right)_{221} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{311} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{\varepsilon 31} = 0; \\
 \left(\frac{dm}{dt}\right)_{221} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{\varepsilon 322} = 0;
 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \left(\frac{dm}{dt}\right)_{323o} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E 323} = 0, \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{311} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E 312} = 0, \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{313o} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E 313} = 0. \end{cases}$$

Запишем уравнение для определения мгновенного массового расхода воздуха через местное сопротивление (дроссель):

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D_1} = \mu \cdot f \cdot V_{kp} \cdot P_0 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_0 - P_1}{B \cdot P_0 - P_1}, \quad (3)$$

- где μ – коэффициент расхода через дроссель;
 f – площадь проходного сечения дросселя, м²;
 V_{kp} – критическая скорость истечения воздуха, м/с;
 P_0 – давление воздуха перед дросселем, Па;
 A – постоянный коэффициент [1];
 R – газовая постоянная для воздуха, равная 287,14;
 T – температура воздуха перед дросселем, К;
 P_1 – давление воздуха за дросселем, Па;
 B – постоянный коэффициент [1].

$$V_{kp} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}, \quad (4)$$

где k – показатель адиабаты, равный 1,4.

Запишем уравнение состояния воздуха в емкости:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{E_1} = \frac{P_E}{R \cdot T} \cdot \frac{dV_E}{dt} + \frac{V_E}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_E}{dt}, \quad (5)$$

где P_E – давление в емкости, Па;

V_E – объем емкости, м³.

Раскрывая уравнения (1, 2), используя гиперболическую функцию расхода [1], уравнение для определения мгновенного массового расхода воздуха через местное сопротивление (3), уравнение состояния воздуха (5) получим систему уравнений (6, 7), составленную по методу Н.Ф. Метлюка.

Торможение:

$$\begin{cases}
 \frac{dP_1}{dt} = \frac{V_{\varphi} \cdot A \cdot k \cdot (\mu_1 \cdot f_1 \cdot P_{\max} \cdot \frac{P_{\max} - P_1}{B \cdot P_{\max} - P_1} - \mu_{31} \cdot f_{31} \cdot P_1 \cdot \frac{P_1 - P_{31}}{B \cdot P_1 - P_{31}})}{V_1}; \\
 \frac{dP_{31}}{dt} = \frac{V_{31} \cdot A \cdot k \cdot (\mu_{31} \cdot f_{31} \cdot P_1 \cdot \frac{P_1 - P_{31}}{B \cdot P_1 - P_{31}} - \mu_{321} \cdot f_{321} \cdot P_{31} \cdot \frac{P_{31} - P_{322}}{B \cdot P_{31} - P_{322}} - \mu_{311} \cdot f_{311} \cdot P_{31} \cdot \frac{P_{31} - P_{312}}{B \cdot P_{31} - P_{312}})}{V_{31}}; \\
 \frac{dP_{3,2}}{dt} = \frac{k \cdot (\mu_{3,1} \cdot f_{3,1} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{31} \cdot A \cdot \frac{P_{31} - P_{3,2}}{B \cdot P_{31} - P_{3,2}} - P_{3,2} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt})}{V_{3,20} + X_{3,2} \cdot S_{3,2}}; \\
 \frac{dP_{3,3}}{dt} = \frac{k \cdot (\mu_{3,30} \cdot f_{3,30} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{33} \cdot A \cdot \frac{P_{33} - P_{3,3}}{B \cdot P_{33} - P_{3,3}} + P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} - P_{3,3} \cdot S_{3,4} \cdot \frac{dX_{3,4}}{dt})}{V_{3,30} - X_{3,2} \cdot S_{3,2} + X_{3,4} \cdot S_{3,4}}; \\
 \text{если } P_{3,2} \leq P_{30}; \\
 \frac{dP_{3,2}}{dt} = \frac{k \cdot (\mu_{3,30} \cdot f_{3,30} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{33} \cdot A \cdot \frac{P_{33} - P_{3,2}}{B \cdot P_{33} - P_{3,2}} + P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt})}{V_{3,3} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}}, \text{ если } P_{3,3} > P_{30}.
 \end{cases} \quad (6)$$

Растормаживание:

$$\begin{cases}
 \frac{dP_1}{dt} = \frac{-V_{\varphi} \cdot A \cdot k \cdot (\mu_1 \cdot f_1 \cdot P_1 \cdot \frac{P_1 - P_0}{B \cdot P_1 - P_0} - \mu_{31} \cdot f_{31} \cdot P_{31} \cdot \frac{P_{31} - P_1}{B \cdot P_{31} - P_1})}{V_1}; \\
 \frac{dP_{31}}{dt} = \frac{-V_{31} \cdot A \cdot k \cdot (\mu_{31} \cdot f_{31} \cdot P_{31} \cdot \frac{P_{31} - P_1}{B \cdot P_{31} - P_1} - \mu_{321} \cdot f_{321} \cdot P_{322} \cdot \frac{P_{322} - P_{31}}{B \cdot P_{322} - P_{31}} - \mu_{311} \cdot f_{311} \cdot P_{312} \cdot \frac{P_{312} - P_{31}}{B \cdot P_{312} - P_{31}})}{V_{31}}; \\
 \frac{dP_{3,2}}{dt} = \frac{k \cdot (-\mu_{3,1} \cdot f_{3,1} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{3,2} \cdot A \cdot \frac{P_{3,2} - P_{31}}{B \cdot P_{3,2} - P_{31}} - P_{3,2} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt})}{V_{3,20} + X_{3,2} \cdot S_{3,2}}; \\
 \frac{dP_{3,3}}{dt} = \frac{k \cdot (-\mu_{3,30} \cdot f_{3,30} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{3,3} \cdot A \cdot \frac{P_{3,3} - P_0}{B \cdot P_{3,3} - P_0} + P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} - P_{3,3} \cdot S_{3,4} \cdot \frac{dX_{3,4}}{dt})}{V_{3,30} - X_{3,2} \cdot S_{3,2} + X_{3,4} \cdot S_{3,4}}; \\
 \text{если } P_{3,3} \leq P_{30}; \\
 \frac{dP_{3,3}}{dt} = \frac{k \cdot (-\mu_{3,30} \cdot f_{3,30} \cdot V_{\varphi} \cdot P_{3,3} \cdot A \cdot \frac{P_{3,3} - P_0}{B \cdot P_{3,3} - P_0} + P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt})}{V_{3,3} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}}, \text{ если } P_{3,3} > P_{30}.
 \end{cases} \quad (7)$$

Уравнения движения поршней описываются следующими выражениями:

$$\frac{d^2 X_{y4}}{dt^2} = \frac{P_{y3} \cdot S_{y4} - C_{y4} \cdot X_{y4} - N_{y4} - T_{y4} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{y4})}{m_{y4}}; \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 X_{y2}}{dt^2} = \frac{P_{y2} \cdot S_{y2} - P_{y3} \cdot S_{y2} - T_{y2} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{y2})}{m_{y2}}, \text{ если } X_{y2} < X_{y20}; \\ \frac{d^2 X_{y2}}{dt^2} = \frac{1}{m_{y2} + m_{y3}} \cdot (P_{y2} \cdot S_{y2} - P_{y3} \cdot (S_{y2} - S_{y2n}) - P_{y1} \cdot (S_{y3y} - S_{y3n}) - \\ - C_{y3} \cdot (X_{y2} - X_{y20}) - N_{y3} - T_{y3} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{y3}) - T_{y2} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{y2})), \text{ если } X_{y2} \geq X_{y20}. \end{array} \right. \quad (9)$$

Уравнение движения поршня (8), в случае установки тормозной камеры вместо тормозного цилиндра, примет следующий вид:

$$\frac{d^2 X_{y4}}{dt^2} = \frac{P_{y3} \cdot S_{y4} - C_{y4} \cdot X_{y4} - N_{y4}}{m_{y4}}. \quad (10)$$

Предложенная в [2] газодинамическая функция для смешанного дросселя записывается в виде следующего уравнения для докритического режима течения:

$$G = 0,156 \cdot \mu \cdot f \cdot \frac{P_0}{\sqrt{T}} \cdot \sqrt{\frac{P_1^{\frac{2}{k}}}{P_0} - \frac{P_1^{\frac{k+1}{k}}}{P_0}}. \quad (11)$$

На основании рис. 1 и выражения (11) составлена математическая модель первого контура исследуемого ПТП (метод Герца Е.В.):

Торможение:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} \cdot V_1 &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{\max}, P_1) - G(P_1, P_{31})]; \\ \frac{dP_{31}}{dt} \cdot V_{31} &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_1, P_{31}) - G(P_{31}, P_{322}) - G(P_{31}, P_{312})]; \\ \frac{dP_{3,2}}{dt} \cdot (V_{3,20} + X_{3,2} \cdot S_{3,2}) + k \cdot P_{3,2} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{31}, P_{3,2}); \\ \frac{dP_{3,3}}{dt} \cdot (V_{3,30} + X_{3,4} \cdot S_{3,4} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}) + k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,4} \cdot \frac{dX_{3,4}}{dt} - k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= \\ &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{3,3}, P_{3,3}), \text{ если } P_{3,3} \leq P_{om}; \\ \frac{dP_{3,3}}{dt} \cdot (V_{3,3} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}) - k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{3,3}, P_{3,3}), \text{ если } P_{3,3} > P_{om}; \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Растормаживание:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} \cdot V_1 &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_1, P_o) + G(P_{31}, P_1)]; \\ \frac{dP_{31}}{dt} \cdot V_{31} &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_{31}, P_1) + G(P_{322}, P_{31}) + G(P_{312}, P_{31})]; \\ \frac{dP_{3,2}}{dt} \cdot (V_{3,20} + X_{3,2} \cdot S_{3,2}) + k \cdot P_{3,2} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{3,2}, P_{31}); \\ \frac{dP_{3,3}}{dt} \cdot (V_{3,30} + X_{3,4} \cdot S_{3,4} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}) + k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,4} \cdot \frac{dX_{3,4}}{dt} - k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= \\ &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{3,3}, P_o), \text{ если } P_{3,3} \leq P_{om}; \\ \frac{dP_{3,3}}{dt} \cdot (V_{3,3} - X_{3,2} \cdot S_{3,2}) - k \cdot P_{3,3} \cdot S_{3,2} \cdot \frac{dX_{3,2}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{3,3}, P_o), \text{ если } P_{3,3} > P_{om}. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

На основании рис. 1 и выражений (3-5) составлена математическая модель второго контура исследуемого ПТП (метод Метлоса Н.Ф.):

Торможение:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{V_{ip} \cdot A \cdot k}{V_2} \cdot (\mu_2 \cdot f_2 \cdot P_{\max} \cdot \frac{P_{\max} - P_2}{B \cdot P_{\max} - P_2} - \mu_{121} \cdot f_{121} \cdot P_2 \cdot \frac{P_2 - P_{122}}{B \cdot P_2 - P_{122}} - \\ &- \mu_{111} \cdot f_{111} \cdot P_2 \cdot \frac{P_2 - P_{112}}{B \cdot P_2 - P_{112}} - \mu_{211} \cdot f_{211} \cdot P_2 \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}}); \\ \frac{dP_{21}}{dt} &= \frac{V_{ip} \cdot A \cdot k}{V_{21}} \cdot (\mu_{211} \cdot f_{211} \cdot P_2 \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}} - \mu_{221} \cdot f_{221} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_{222}}{B \cdot P_{21} - P_{222}} - \\ &- \mu_{211} \cdot f_{211} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_{212}}{B \cdot P_{21} - P_{212}}); \\ \frac{dP_{1,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (\mu_{1,1} \cdot f_{1,1} \cdot V_{ip} \cdot P_2 \cdot A \cdot \frac{P_2 - P_{1,2}}{B \cdot P_2 - P_{1,2}} - P_{1,2} \cdot S_{1,2} \cdot \frac{dX_{1,2}}{dt})}{V_{1,20} + X_{1,2} \cdot S_{1,2}}; \end{aligned} \right. \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_{2,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (\mu_{2,1} \cdot f_{2,1} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{21} \cdot A \cdot \frac{P_{21} - P_{2,2}}{B \cdot P_{21} - P_{2,2}} - P_{2,2} \cdot S_{2,2} \cdot \frac{dX_{2,2}}{dt})}{V_{2,20} + X_{2,2} \cdot S_{2,2}}; \\ \frac{dP_{0,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (\mu_{0,3} \cdot f_{0,3} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{01} \cdot A \cdot \frac{P_{01} - P_{0,2}}{B \cdot P_{01} - P_{0,2}} + P_{0,2} \cdot S_{0,2} \cdot \frac{dX_{0,2}}{dt} - P_{0,2} \cdot S_{0,4} \cdot \frac{dX_{0,4}}{dt})}{V_{0,30} - X_{0,2} \cdot S_{0,2} + X_{0,4} \cdot S_{0,4}}, \\ \text{если } P_{0,2} &\leq P_{0a}; \\ \frac{dP_{0,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (\mu_{0,3n} \cdot f_{0,3n} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{01} \cdot A \cdot \frac{P_{01} - P_{0,2}}{B \cdot P_{01} - P_{0,2}} + P_{0,2} \cdot S_{0,2} \cdot \frac{dX_{0,2}}{dt})}{V_{0,2} - X_{0,2} \cdot S_{0,2}}, \text{ если } P_{0,2} > P_{0a}. \end{aligned} \right\}$$

Растормаживание:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{-V_{\text{sp}} \cdot A \cdot k}{V_2} \cdot (\mu_2 \cdot f_2 \cdot P_2 \cdot \frac{P_2 - P_0}{B \cdot P_2 - P_0} - \mu_{12} \cdot f_{12} \cdot P_{12} \cdot \frac{P_{12} - P_2}{B \cdot P_{12} - P_2} - \\ &\quad - \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot P_{11} \cdot \frac{P_{11} - P_2}{B \cdot P_{11} - P_2} - \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_2}{B \cdot P_{21} - P_2}); \\ \frac{dP_{21}}{dt} &= \frac{-V_{\text{sp}} \cdot A \cdot k}{V_{21}} \cdot (\mu_{21} \cdot f_{21} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_1}{B \cdot P_{21} - P_1} - \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_1}{B \cdot P_{21} - P_1} - \\ &\quad - \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot P_{21} \cdot \frac{P_{21} - P_1}{B \cdot P_{21} - P_1}); \\ \frac{dP_{1,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (-\mu_{1,1} \cdot f_{1,1} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{1,2} \cdot A \cdot \frac{P_{1,2} - P_2}{B \cdot P_{1,2} - P_2} - P_{1,2} \cdot S_{1,2} \cdot \frac{dX_{1,2}}{dt})}{V_{1,20} + X_{1,2} \cdot S_{1,2}}; \\ \frac{dP_{2,2}}{dt} &= \frac{k \cdot (-\mu_{2,1} \cdot f_{2,1} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{2,2} \cdot A \cdot \frac{P_{2,2} - P_{21}}{B \cdot P_{2,2} - P_{21}} - P_{2,2} \cdot S_{2,2} \cdot \frac{dX_{2,2}}{dt})}{V_{2,20} + X_{2,2} \cdot S_{2,2}}; \\ \frac{dP_{0,3}}{dt} &= \frac{k \cdot (-\mu_{0,3} \cdot f_{0,3} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{0,3} \cdot A \cdot \frac{P_{0,3} - P_a}{B \cdot P_{0,3} - P_a} + P_{0,3} \cdot S_{0,2} \cdot \frac{dX_{0,2}}{dt} - P_{0,3} \cdot S_{0,4} \cdot \frac{dX_{0,4}}{dt})}{V_{0,30} - X_{0,2} \cdot S_{0,2} + X_{0,4} \cdot S_{0,4}}, \\ \text{если } P_{0,3} &\leq P_{0a}; \\ \frac{dP_{0,3}}{dt} &= \frac{k \cdot (-\mu_{0,3} \cdot f_{0,3} \cdot V_{\text{sp}} \cdot P_{0,3} \cdot A \cdot \frac{P_{0,3} - P_a}{B \cdot P_{0,3} - P_a} + P_{0,3} \cdot S_{0,2} \cdot \frac{dX_{0,2}}{dt})}{V_{0,3} - X_{0,2} \cdot S_{0,2}}, \text{ если } P_{0,3} > P_{0a}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

На основании рис. 1 и выражения (11) составлена математическая модель второго контура исследуемого ПТП (метод Герца Е.В.):

Торможение:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dP_2}{dt} \cdot V_2 &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_{\max}, P_2) - G(P_2, P_{122}) - G(P_2, P_{112}) - G(P_2, P_{21})]; \\
 \frac{dP_{21}}{dt} \cdot V_{21} &= k \cdot R \cdot T \cdot [G(P_2, P_{21}) - G(P_{21}, P_{222}) - G(P_{21}, P_{212})]; \\
 \frac{dP_{1j2}}{dt} \cdot (V_{1j20} + X_{1j2} \cdot S_{1j2}) + k \cdot P_{1j2} \cdot S_{1j2} \cdot \frac{dX_{1j2}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_2, P_{1j2}); \\
 \frac{dP_{2j2}}{dt} \cdot (V_{2j20} + X_{2j2} \cdot S_{2j2}) + k \cdot P_{2j2} \cdot S_{2j2} \cdot \frac{dX_{2j2}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{21}, P_{2j2}); \\
 \frac{dP_{ij3}}{dt} \cdot (V_{ij30} + X_{ij4} \cdot S_{ij4} - X_{ij2} \cdot S_{ij2}) + k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij4} \cdot \frac{dX_{ij4}}{dt} - k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij2} \cdot \frac{dX_{ij2}}{dt} &= \\
 &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{pi}, P_{ij3}), \text{ если } P_{ij3} \leq P_{om}; \\
 \frac{dP_{ij3}}{dt} \cdot (V_{ij3} - X_{ij2} \cdot S_{ij2}) - k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij2} \cdot \frac{dX_{ij2}}{dt} &= k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{pi}, P_{ij3}), \text{ если } P_{ij3} > P_{om}.
 \end{aligned} \right. \quad (16)$$

Растрормаживание:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dP_2}{dt} \cdot V_2 &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_2, P_a) + G(P_{122}, P_2) + G(P_{112}, P_2) + G(P_{21}, P_2)]; \\
 \frac{dP_{21}}{dt} \cdot V_{21} &= k \cdot R \cdot T \cdot [-G(P_{21}, P_2) + G(P_{222}, P_{21}) + G(P_{212}, P_{21})]; \\
 \frac{dP_{1j2}}{dt} \cdot (V_{1j20} + X_{1j2} \cdot S_{1j2}) + k \cdot P_{1j2} \cdot S_{1j2} \cdot \frac{dX_{1j2}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{1j2}, P_2); \\
 \frac{dP_{2j2}}{dt} \cdot (V_{2j20} + X_{2j2} \cdot S_{2j2}) + k \cdot P_{2j2} \cdot S_{2j2} \cdot \frac{dX_{2j2}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{2j2}, P_{21}); \\
 \frac{dP_{ij3}}{dt} \cdot (V_{ij30} + X_{ij4} \cdot S_{ij4} - X_{ij2} \cdot S_{ij2}) + k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij4} \cdot \frac{dX_{ij4}}{dt} - k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij2} \cdot \frac{dX_{ij2}}{dt} &= \\
 &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{ij3}, P_a), \text{ если } P_{ij3} \leq P_{om}; \\
 \frac{dP_{ij3}}{dt} \cdot (V_{ij3} - X_{ij2} \cdot S_{ij2}) - k \cdot P_{ij3} \cdot S_{ij2} \cdot \frac{dX_{ij2}}{dt} &= -k \cdot R \cdot T \cdot G(P_{ij3}, P_a), \text{ если } P_{ij3} > P_{om}.
 \end{aligned} \right. \quad (17)$$

Блок-схема математической модели, описывающей переходные процессы в ПТП в случае рабочего торможения, представлена на рис. 2 а)

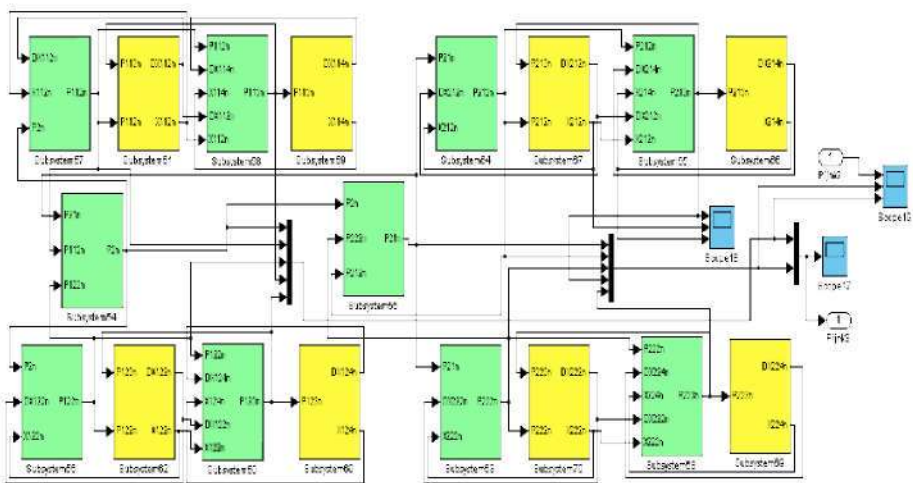
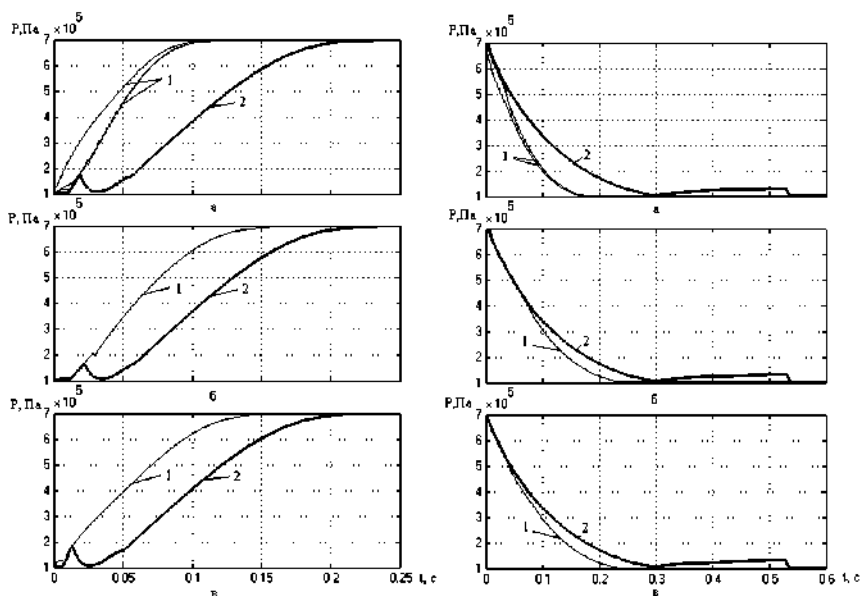


Рисунок 2 – Блок-схема математической модели (метод Метлюка Н.Ф.), описывающая растормаживание 2-го контура ПТП

В результате математического моделирования для обоих контуров ПТП получены кривые изменения давления в емкостях ПТП как при торможении, так и растормаживании (см. рис. 3, 4).

Результаты моделирования, приведенные на рис. 3-4 показывают, что с течением времени, как при торможении, так и растормаживании происходит синхронное изменение давления в исполнительных аппаратах ПТП за счет установки ускорительных клапанов непосредственно перед исполнительными аппаратами.

Пневматический тормозной привод обладает наибольшим временем срабатывания по сравнению с гидравлическим, электрическим, механическим приводами. После установки ускорительного клапана в ПТП время до момента, когда давление в исполнительных аппаратах ПТП достигнет 90% от P_{max} , составляет $\approx 0,17$ с (по методу Метлюка Н.Ф. и Герца Е.В.). При растормаживании падение давления в исполнительных аппаратах ПТП осуществляется за время $\approx 0,22$ с до значения давления, составляющего 10% от P_{max} (по методу Метлюка Н.Ф. и Герца Е.В.).



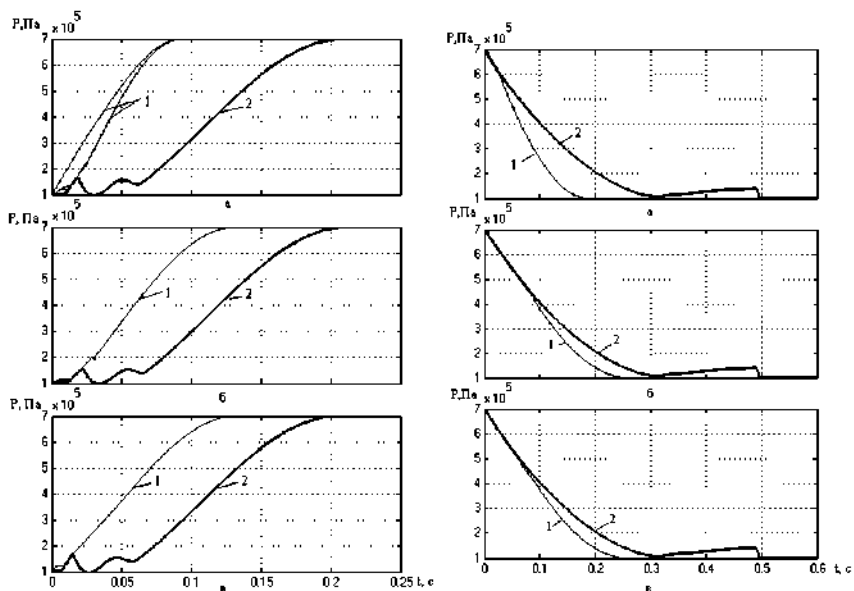
1 – давления в емкостях ПТП; 2 – давление в исполнительных аппаратах ПТП; а – 1-й контур; б, в – 2-й контур (исполнительные аппараты и емкости среднего и переднего моста соответственно)

Рисунок 3 – Изменение давления в емкостях ПТП с течением времени при торможении и растормаживании (метод Метлюка Н.Ф.)

Выводы. Составленные математические модели достаточно точно описывают процессы, происходящие в ПТП при рабочем торможении.

Размещение ускорительного клапана непосредственно перед исполнительными аппаратами позволяет осуществлять синхронное наполнение и опорожнение исполнительных аппаратов первого и второго контуров.

Результаты, полученные при моделировании, свидетельствуют о том, что при одних и тех же исходных данных, но при различных методах составления математических моделей ПТП (рассматривался метод Герца Е.В. и Метлюка Н.Ф.) время наполнения и опорожнения исполнительных аппаратов ПТП практически одинаково.



1 – давления в емкостях ПТП; 2 – давление в исполнительных аппаратах ПТП; а – 1-й контур; б. в – 2-й контур (исполнительные аппараты и емкости среднего и переднего моста соответственно)

Рисунок 4 – Изменение давления в емкостях ПТП с течением времени при торможении и растормаживании (метод Герца Е.В.)

Список литературы: 1. Метлюк Н.Ф., Аветушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с. 2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с. 3. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Харьков: ХГАДТУ, 1997. – 353 с. 4. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: Дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – Харьков, 2006. – 191с.

Поступила в редколлегию 21.05.08

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук,
С.В. СТРИМОВСКИЙ, аспирант (г. Харьков)

СИНТЕЗ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ

У статті пропонується виконувати пошук оптимальних значень інформаційних параметрів для системи автоматичного керування гідродинамічною трансмісією за допомогою математичного моделювання транспортної колісної машини з гідродинамічною трансмісією та дизельним двигуном. Вирішється важливе питання – визначення значення інформаційних параметрів, які дозволять задавати динамічний або економічний режими руху транспортної машини.

In article is offered carry out searching of the best values information parameter for automatic control system hydrodynamical transmission by means of mathematical modeling of the transport wheel machine with hydrodynamical transmission and diesel engine. Doing the decide crucial issue - a determination of values information parameter, which will allow to assign dinamic or economical modes of the moving the transport machine.

Введение. Одним из важных вопросов при проектировании системы автоматического управления гидродинамической трансмиссией (САУ ГДТ) является поиск оптимальных значений ее информационных параметров, поскольку от этих величин зависит топливная экономичность и динамика движения транспортной машины. Работу САУ ГДТ необходимо согласовывать с режимом работы двигателя и внешними условиями движения транспортной машины. Переключения в коробке передач должны происходить таким образом, чтобы передаточное отношение трансмиссии, момент сопротивления движению транспортной машины и момент, развиваемый двигателем, имели бы оптимальное сочетание.

Кроме того, выбор между экономичным и динамичным режимами движения транспортной машины зависит от стиля ее вождения. Если водитель управляет машиной так, что разгон происходит с небольшим ускорением, то этот водитель предпочитает спокойное движение, и для него важно обеспечить режим движения с минимальным расходом топлива. Для этого необходимо производить повышающие переключения на более низких скоростях, при оборотах двигателя, близких к минимальному расходу топлива. Если же водитель старается максимально нажать на педаль газа, стремясь получить максимальное ускорение машины, то в этом случае речь об экономии топлива не идет и для быстрого разгона необходимо использовать максимальную мощность двигателя. Для чего необходимы более поздние по скорости повышающие переключения.

Поиск оптимальных значений информационных параметров САУ ГДТ на этапе проектирования производят посредством математического модели-

рования. Рассмотрим вариант моделирования ГДТ колесной машины и дизельного двигателя с системой топливоподачи.

Анализ последних достижений и публикаций. В предыдущей публикации [1] был проведен анализ достижений и публикаций в области теории управления ГДТ, а также определены условия выполнения блокировки-разблокировки гидротрансформатора и переключения передач из статических характеристик дизельного двигателя и гидротрансформатора (ГТ).

Однако из этих характеристик невозможно определить время разгона транспортной машины и ее топливную экономичность, которые зависят от контрольных значений информационных параметров САУ ГДТ. Для этого построим математическую модель колесной машины с ГДТ и дизельным двигателем, и рассмотрим ее динамические характеристики.

Цель и постановка задачи. Данная работа ставит своей целью произвести поиск значений информационных параметров САУ ГДТ с помощью математического моделирования ГДТ колесной машины и дизельного двигателя, которые позволят задавать динамичный и экономичный режимы движения транспортной колесной машины.

Основная часть. Запишем математическую модель дизельного двигателя с всережимным регулятором [2]. Она представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих совместную работу центробежного измерителя, сервомотора измерителя, топливного сервомотора и дизельного двигателя:

$$J_1 \frac{d\omega_o(t)}{dt} = M_{1o}[\omega_o(t), h(t)] - M_{1n}(t) \quad (1)$$

$$T_u^2 \frac{d^2 z_p(t)}{dt^2} + T_\kappa \frac{dz_p(t)}{dt} + z_p(t) = f_z(\omega_o) \quad (2)$$

$$T_s \frac{dy_p(t)}{dt} + y_p(t) = z_p(t) \quad (3)$$

$$T_h \frac{dh(t)}{dt} + h(t) = k_y(\alpha) \cdot y_p(t) + k_\alpha(\alpha) \cdot \alpha(t) \quad (4)$$

Уравнение (1) – уравнение двигателя. В нем ω_o – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с; h – положение рейки топливного насоса, м; J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей двигателя и связанных с ним агрегатов транспортного средства, Н·м·с²; M_{1o} – крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м; M_{1n} – крутящий момент внешней нагрузки, приведенный к коленчатому валу двигателя, Н·м.

Уравнение (2) описывает динамику центробежного измерителя. В нем T_u , T_κ – постоянные времени измерителя, с; z_p – перемещение золотника сервомотора, м. Функция $f_z(\omega_o)$ имеет следующий вид:

$$f_2(\omega_\delta) = -0.4234 \cdot 10^{-3} + 1.084 \cdot 10^{-7} \cdot \omega_\delta^2(t) \quad (5)$$

Уравнение (3) описывает динамику сервомотора измерителя. В нем T_s – постоянная времени сервомотора, с; v_p – перемещение поршня сервомотора измерителя, м.

Уравнение (4) описывает динамику топливного сервомотора. В нем T_h – постоянная времени рейки, с; h – положение рейки топливного насоса, м; α – угол поворота рычага управления, рад; κ_γ и κ_α – коэффициенты усиления, определяются по статической характеристике всережимного регулятора.

Величинами постоянных времени T_s , T_h , T_u , T_k и коэффициентов усиления κ_γ и κ_α можно задаться из источника [3]. Кроме того, в источнике [3] предложено уравнение, которое описывает крутящий момент дизельного двигателя в зависимости от величин ω_δ – угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и h – положения рейки топливного насоса:

$$M_{10}[\omega_\delta(t), h(t)] = -1,76 \cdot 10^5 [h(t - \tau) - 0,024] \cdot [1 + 0,33 \cdot 10^{-2} \omega_\delta(t) - 0,11 \cdot 10^{-4} \omega_\delta^2(t)] \quad (6)$$

где τ – время запаздывания между перемещением рейки топливного насоса и реализацией соответствующего ему крутящего момента двигателя, с.

Крутящий момент внешней нагрузки, приведенный к коленчатому валу двигателя M_{1n} вычисляются по формуле [3]:

$$M_{1n} = \frac{M_n}{i_{cp} \cdot \eta_{cp}} \quad (7)$$

где M_n – крутящий момент на насосном колесе ГТ, Н·м; i_{cp} – передаточное отношение согласующего редуктора; η_{cp} – КПД согласующего редуктора.

Величину M_n получаем по формуле [4]:

$$M_n = \frac{M_m}{K_{cm}} \quad (8)$$

где M_m – крутящий момент, развиваемый турбинным колесом ГТ, Н·м; K_{cm} – коэффициент трансформации момента ГТ.

Характеристики ГТ для построения математической модели можно взять из источников [4, 5]. Величину M_m определяем по формуле:

$$M_m = \frac{P_{comp\Sigma} \cdot R_{ex}}{i_{mp} \cdot \eta_{mp}} \quad (9)$$

где $P_{comp\Sigma}$ – суммарная сила сопротивления движению Н; R_{ex} – радиус ведущего колеса, м; i_{mp} – передаточное отношение трансмиссии; η_{mp} – КПД трансмиссии.

Суммарная сила сопротивления движению равна [6]:

$$P_{comp\Sigma} = m \cdot \delta \cdot j + (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot G + k_s \cdot F \cdot v_m^2 \quad (10)$$

где m – масса машины, кг; δ – коэффициент учета вращающихся масс; j – ускорение машины м/с^2 ; f – коэффициент сопротивления качению; α – угол продольного уклона дороги; G – вес машины, Н; k_a – коэффициент сопротивления воздуха, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; F – лобовая площадь машины, м^2 ; v_m – скорость движения машины, м/с .

Величину δ находим из уравнения [6]:

$$\delta = 1,05 + 0,07 \cdot i_{mp}^2 \quad (11)$$

Ускорение машины j будем определять по формуле [6]:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g \quad (12)$$

где D – динамический фактор колесной машины на рассматриваемом режиме движения; ψ – суммарный коэффициент сопротивления движению; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения тела; δ – коэффициент учета вращающихся масс.

Величину D находим из уравнения:

$$D = \frac{P_{тяги} - P_a}{G} \quad (13)$$

где $P_{тяги}$ – сила тяги на ведущих колесах, Н; P_a – сила аэродинамического сопротивления движению колесной машины, Н; G – вес машины, Н.

Величину $P_{тяги}$ определяем по формуле:

$$P_{тяги} = \frac{M_m}{R_{ок}} \cdot i_{mp} \cdot n_{mp} \quad (14)$$

Величина P_a является составляющей выражения (10) и равна:

$$P_a = k_a \cdot F \cdot v_m^2 \quad (15)$$

Величину ψ находим из уравнения:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \quad (16)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; α – угол продольного уклона дороги.

Таким образом, мы получаем, что математическая модель транспортной колесной машины с ГДТ состоит из модели дизельного двигателя со всережимным регулятором и модели приведенной нагрузки к коленчатому валу двигателя.

Топливная экономичность транспортной машины в заданных эксплуатационных условиях движения оценивается абсолютным расходом топлива Q (в кг), отнесенным к единице пройденного пути S (в км) [6]:

$$Q_{с,ср} = \frac{Q}{S} \quad (17)$$

При решении некоторых вопросов пользуются мгновенными значениями расхода топлива, отнесенными к единице времени Q_t . В общем случае работы двигателя (равномерном и неравномерном) мгновенный расход топлива Q_t (в г/сек или кг/час) есть производная функции $Q = Q(t)$ – абсолютного расхода топлива по времени t . Следовательно, для получения величины абсолютного расхода топлива нам необходимо проинтегрировать значения мгновенного расхода топлива на участке времени t .

Величину мгновенного расхода топлива (в г/сек) мы можем вычислить по формуле [6]:

$$Q_t = \frac{g_e \cdot N_d}{3600} \quad (18)$$

где g_e – удельный расход топлива, $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$; N_d – эффективная мощность двигателя, кВт.

Удельный расход топлива для дизельного двигателя находим из уравнения [2]:

$$g_e = g_{eN} \cdot \left[1,55 - 1,55 \frac{\omega(t)}{\omega_N} + \left(\frac{\omega(t)}{\omega_N} \right)^2 \right] \quad (19)$$

где g_{eN} – удельный эффективный расход топлива в режиме максимальной мощности, $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$; $\omega(t)$ – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с; ω_N – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с, соответствующая максимальной мощности.

Программа вычисления математической модели дизельного двигателя с всережимным регулятором и момента внешней нагрузки приведенной к коленчатому валу двигателя разработана в среде Borland Delphi 5. В программе выполняется решение системы однородных дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты с шагом интегрирования $h = 0,00005$ и погрешностью вычисления $Eps = 0,00001$. Вычисления производятся при следующих начальных условиях: положение педали $ped = 0,31$ рад; положение рейки топливного насоса $y[5] = 0,0085388$ м; перемещение золотника сервомотора $y[4] = 0,0065092$ м; перемещение поршня сервомотора измерителя $y[3] = 0,0065092$ м; угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя $y[1] = 252,89$ рад/с.

Предположим, колесная машина начинает движение с 1-й передачи на ровной дороге с асфальтобетонным покрытием при выше указанных начальных условиях. В этом случае зададимся величиной коэффициента сопротивления качению равной $f = 0,018$. Масса машины равна 20000 кг, радиус ведущего колеса 0,5 м. В алгоритме работы программы учтены условия выполне-

ния блокировки-разблокировки ГТ и переключения передач, которые получены в источнике [1]: переключение с 1-й на 2-ю передачу выполняется при условии $1/i_{ГТ} \geq 0,88$; блокировка ГТ на 2-й ... 5-й передачах осуществляется при условии $1/i_{ГТ} \geq 0,84$. Переключение на высшие передачи осуществляется по следующему алгоритму. Перед блокировкой ГТ, при условии $1/i_{ГТ} \geq 0,84$, в программе фиксируется частота вращения коленчатого вала двигателя. После выполнения блокировки ГТ контролируется текущее ускорение машины до тех пор, пока оно не станет приблизительно равным нулю. После этого проверяется условие: текущая частота вращения коленчатого вала двигателя приблизительно равна или больше значения зафиксированного перед блокировкой ГТ, значит включается повышенная передача. Если же она меньше зафиксированного значения, значит, дорожные условия не позволяют включить следующую повышенную передачу. В этом случае продолжается движение на текущей передаче. При переходе с передачи на передачу выполняется разблокировка ГТ.

В результате выполнения программы получаем следующие динамические характеристики: $\omega_s(t)$ – изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени; $\frac{d\omega_s(t)}{dt}$ – изменение ускорения коленчатого вала двигателя

во времени; $M_{1d}(t)$ – изменение крутящего момента двигателя во времени; $M_{1n}(t)$ – изменение крутящего момента внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени; $h(t)$ – изменение положения рейки топливного насоса во времени; $i_{zm}^{-1}(t)$ – изменение кинематического передаточного числа ГТ во времени; $\eta_{zm}(t)$ – изменение коэффициента полезного действия ГТ во времени; $v_m(t)$ – изменение скорости движения машины во времени; $j(t)$ – изменение ускорения машины во времени. Также вычисляется абсолютный расход топлива отнесенный к пройденному пути $Q_{s\text{ оп}}$ (в г/м).

Проведем анализ динамических характеристик транспортной колесной машины с ГДГ и дизельным двигателем. На рисунках 1 – 7 представлены выше перечисленные характеристики при условии корректировки закона управления переключением передач по ускорению машины с точностью до $0,001 \text{ м/с}^2$.

Переключения передач в этом случае осуществляются в следующие моменты времени: на 35 с. включается 2-я передача, на 64,5 с. 3-я передача, на 84,5 с. 4-я передача и на 101,5 с. 5-я передача. Блокировка ГТ производится на 2-й передаче на 52,5 с., на 3-й передаче на 72,5 с., на 4-й передаче на 90 с. и на 5-й передаче на 107,5 с.

Из рисунка 4 мы видим, что рейка топливного насоса принимает максимальное положение при движении колесной машины на 1-й и 2-й передачах. Это говорит о том, что дизельный двигатель работает на этих передачах на внешней характеристике.

Из рисунка 6 мы видим, что колесная машина достигает максимальной скорости движения $30,72 \text{ м/с}$ за 117 с., при заданных дорожных условиях. В этом случае величина $Q_{s\text{ оп}} = 1,125 \text{ г/м}$.

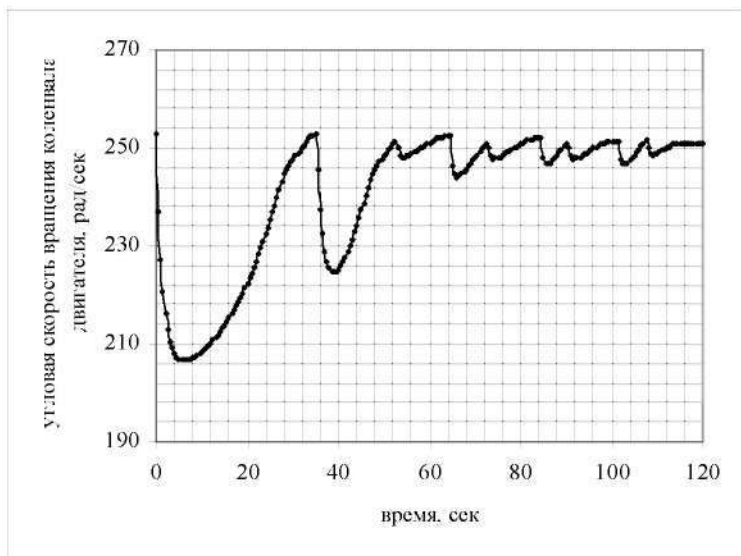


Рисунок 1 – Изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени

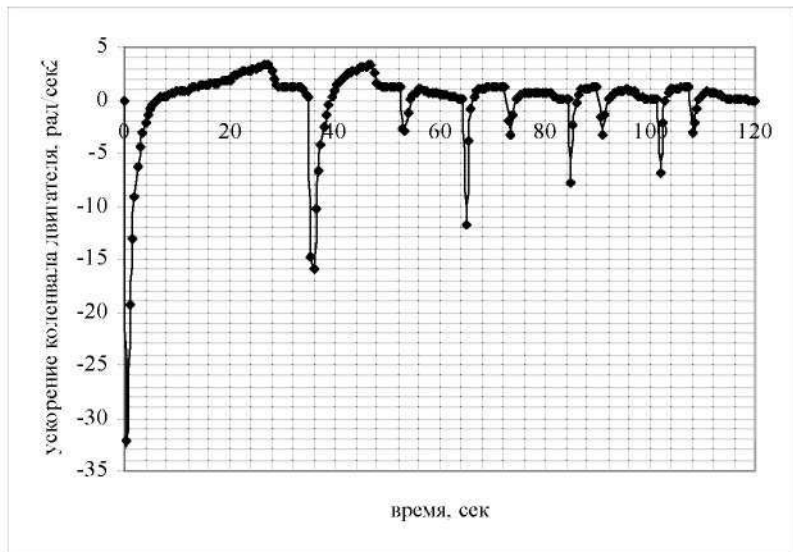


Рисунок 2 – Изменение ускорения коленчатого вала двигателя во времени

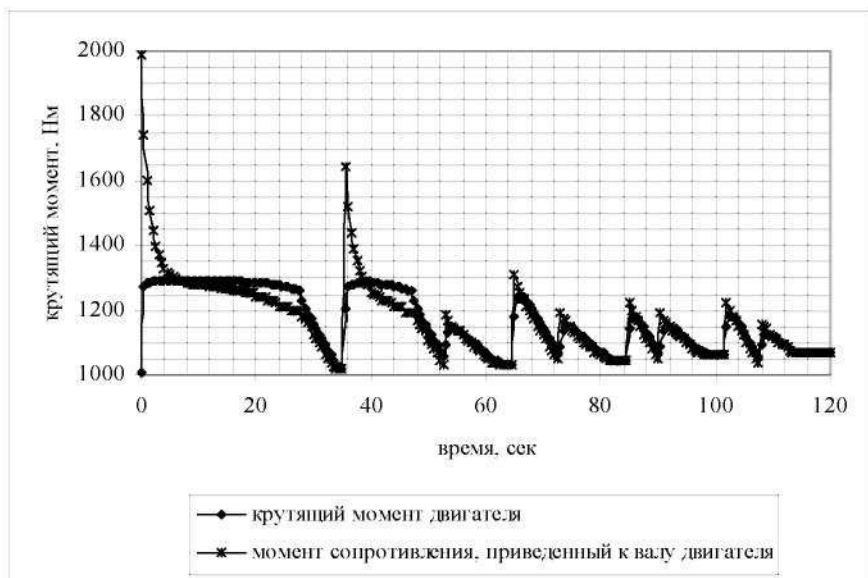


Рисунок 3 – Изменение крутящих моментов двигателя и внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени

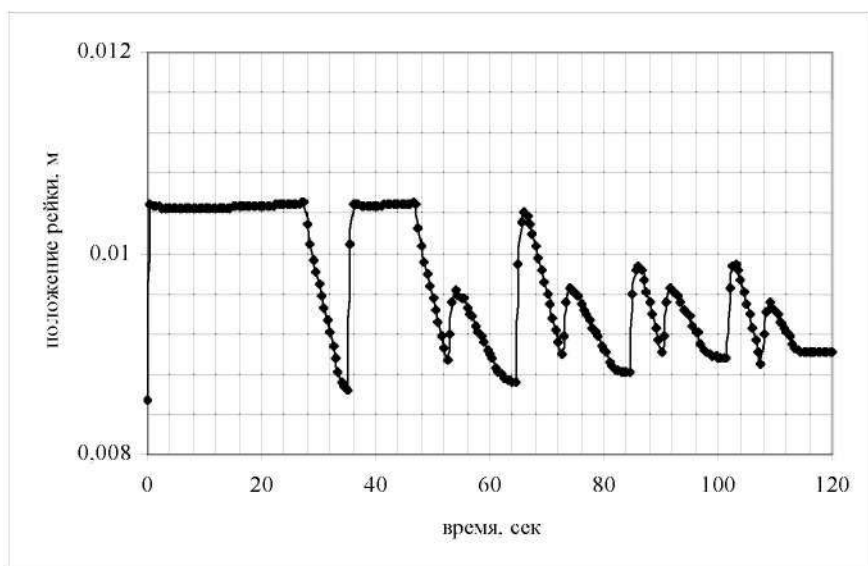


Рисунок 4 – Изменение положения рейки топливного насоса во времени

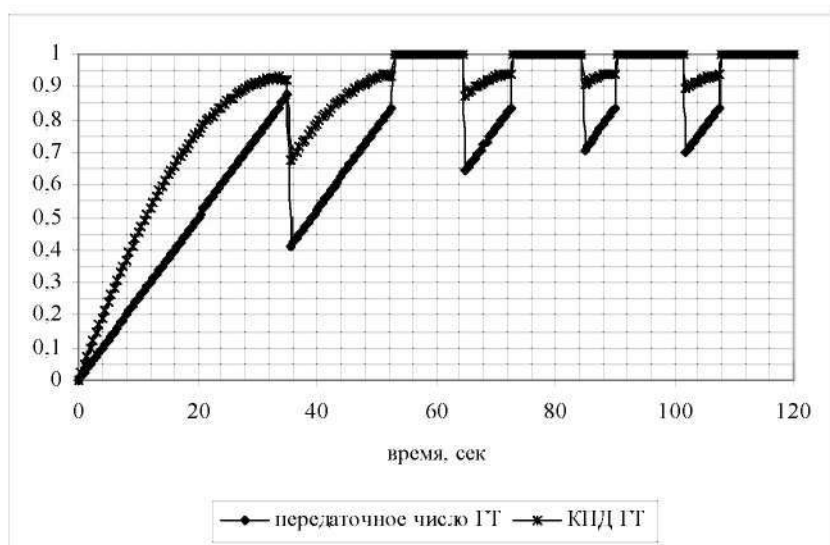


Рисунок 5 – Изменение кинематического передаточного числа ГТ и коэффициента полезного действия ГТ во времени

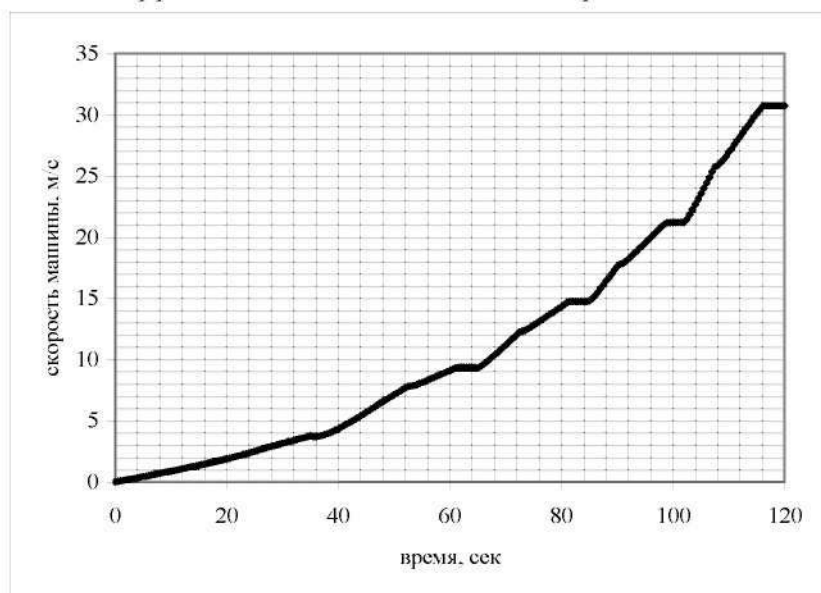


Рисунок 6 – Изменение скорости движения машины во времени

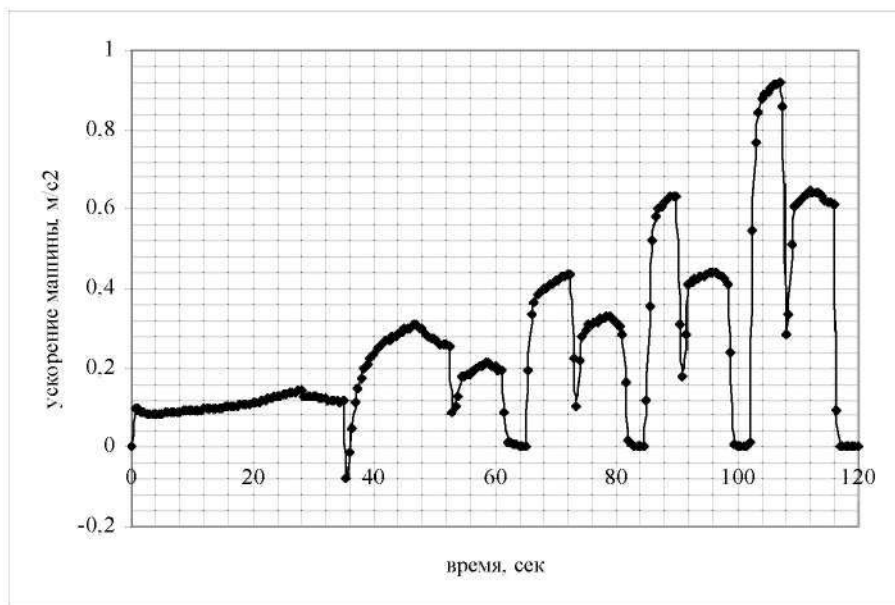


Рисунок 7 – Изменение ускорения машины во времени

Теперь проведем анализ динамических характеристик транспортной колесной машины, полученных без корректировки закона управления переключением передач по ускорению машины. Они представлены на рисунках 8 – 14.

Переключения передач в этом случае осуществляются в следующие моменты времени: на 35 с. включается 2-я передача, на 60,5 с. 3-я передача, на 69 с. 4-я передача и на 74,5 с. 5-я передача. Блокировка ГТ производится на 2-й передаче на 52,5 с., и на 5-й передаче на 81 с. На 3-й и 4-й передачах блокировка ГТ не выполняется.

Из рисунка 13 мы видим, что колесная машина достигает максимальной скорости движения 30,72 м/с за 90 с., при заданных дорожных условиях. В этом случае величина $Q_{s\text{ ср}} = 1,465 \text{ г/м}$.

Приведем на рисунке 15 динамическую характеристику изменения скорости движения транспортной колесной машины во времени, при условии, что машина начинает движение со 2-й передачи и выполняется корректировка закона управления переключением передач по ускорению машины с точностью до $0,001 \text{ м/с}^2$.

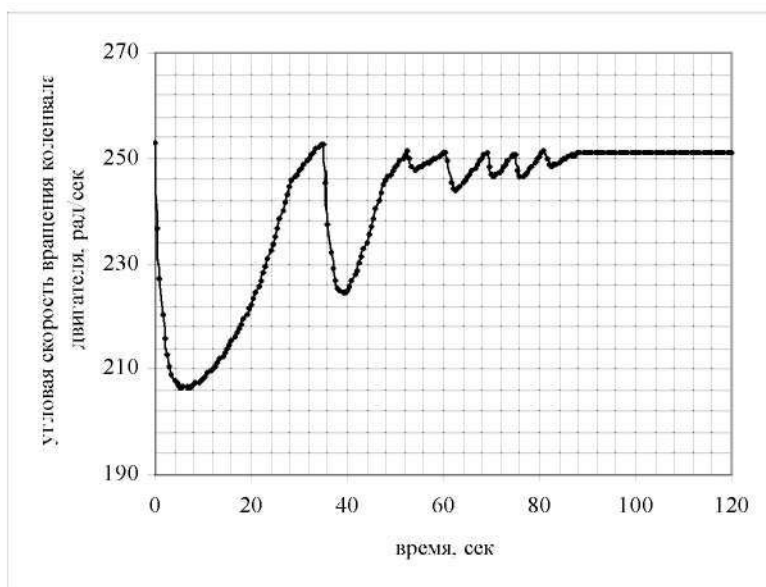


Рисунок 8 – Изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени

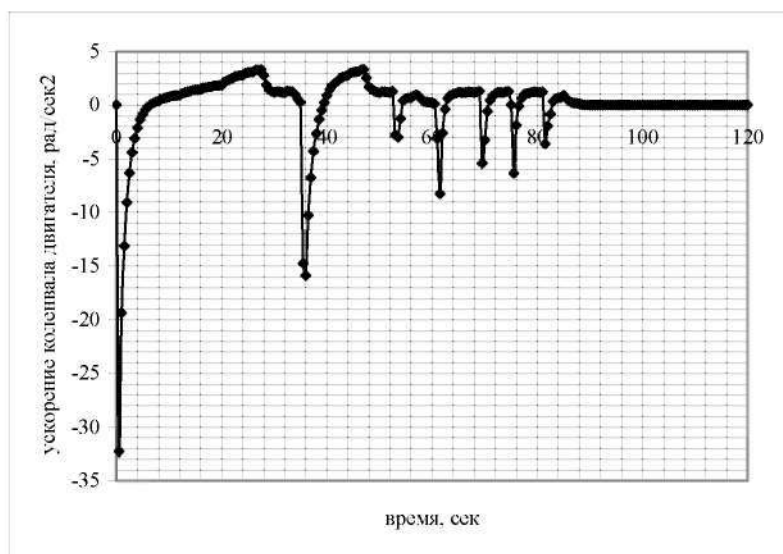


Рисунок 9 – Изменение ускорения коленчатого вала двигателя во времени

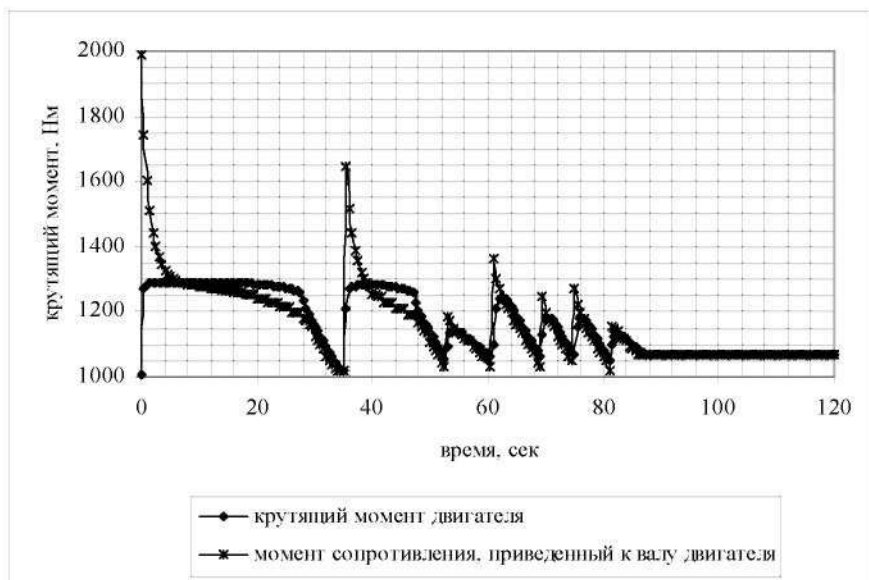


Рисунок 10 – Изменение крутящих моментов двигателя и внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени

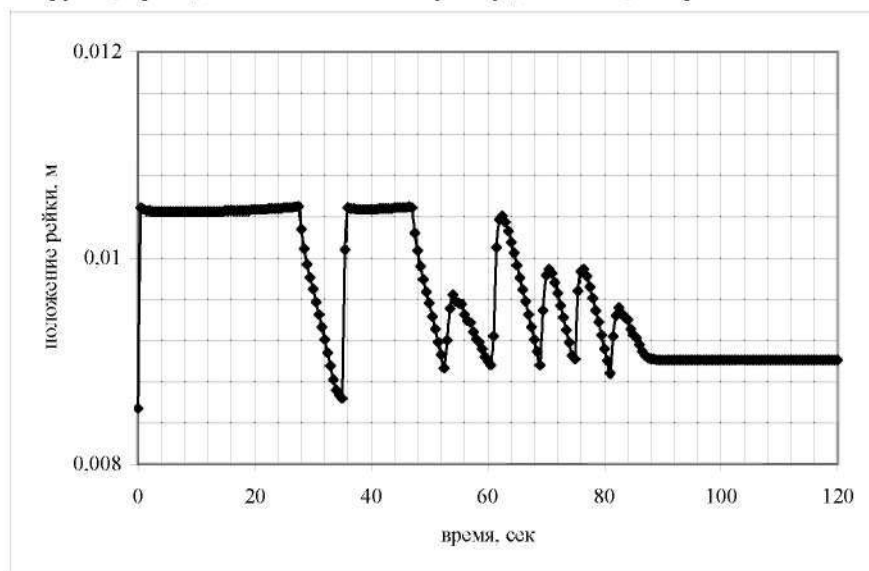


Рисунок 11 – Изменение положения рейки топливного насоса во времени

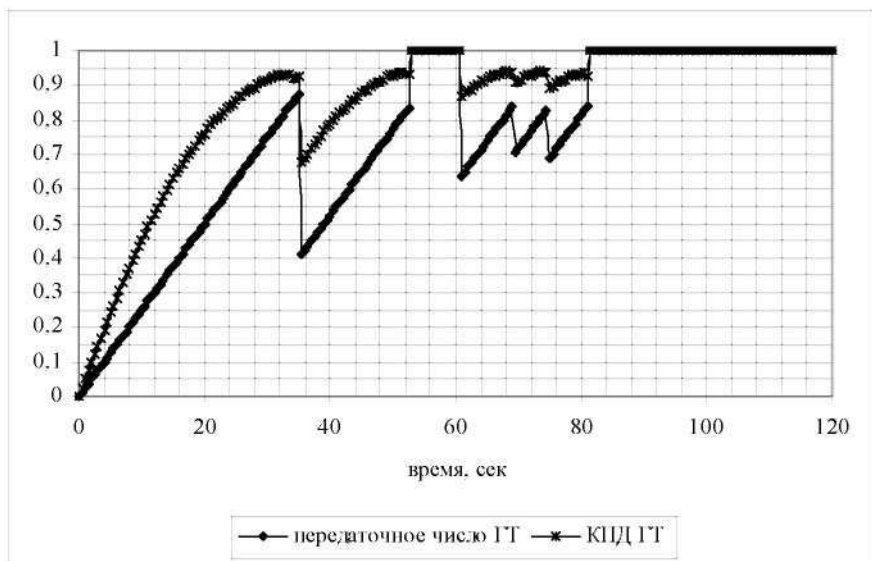


Рисунок 12 – Изменение кинематического передаточного числа ГТ и коэффициента полезного действия ГТ во времени

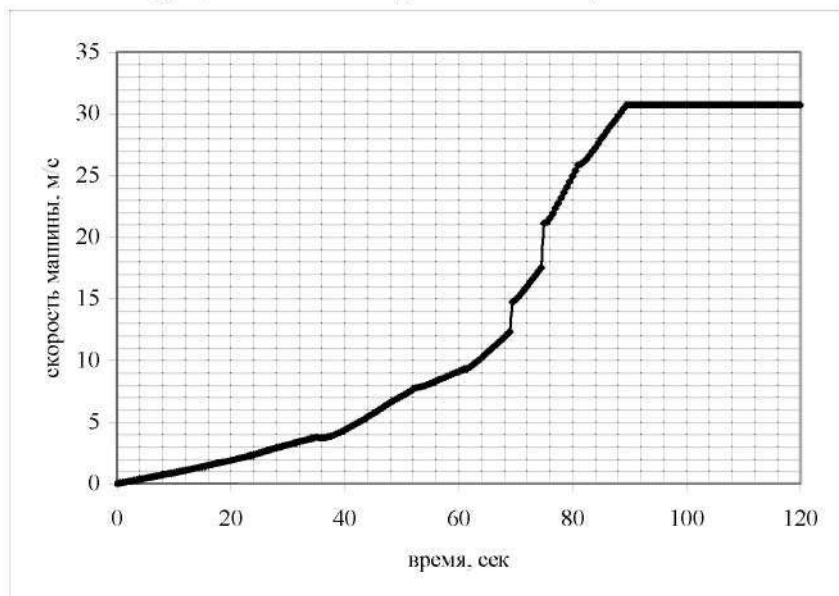


Рисунок 13 – Изменение скорости движения машины во времени

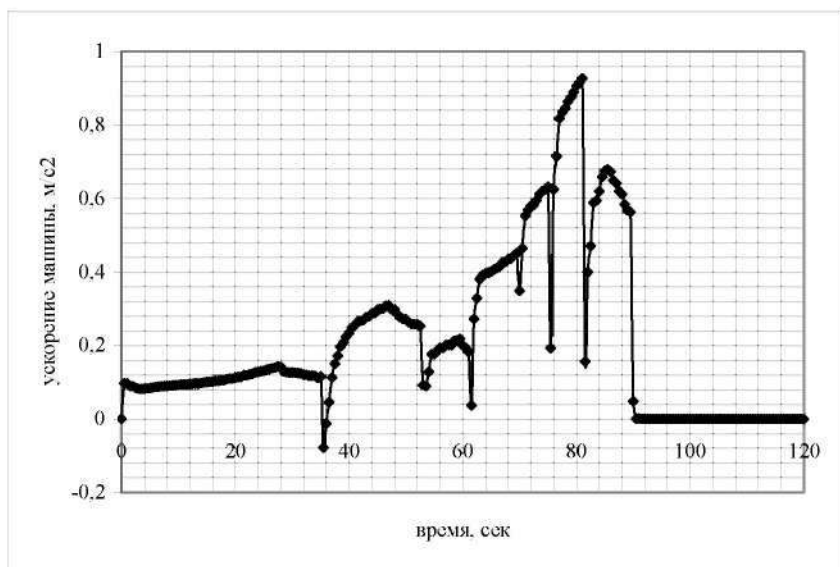


Рисунок 14 – Изменение ускорения машины во времени

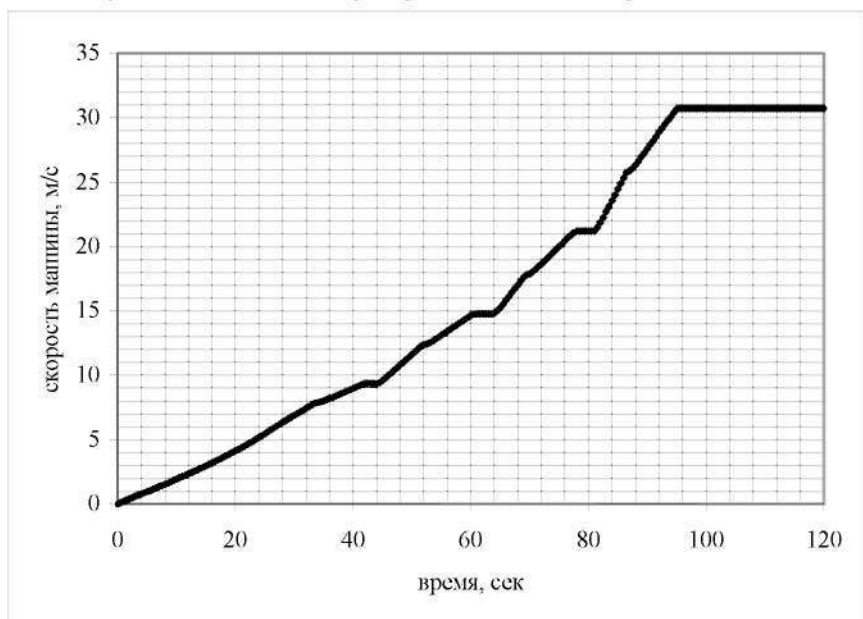


Рисунок 15 – Изменение скорости движения машины во времени

Из рисунка 15 видно, что колесная машина достигает максимальной скорости движения 30,72 м/с за 96 сек., при заданных дорожных условиях. При этом величина $Q_{s, \text{оп}} = 1,025 \text{ г/м}$.

Выводы. В результате проведенного анализа динамических характеристик транспортной колесной машины с ГДТ и дизельным двигателем можно сделать следующие выводы. Корректировка закона управления переключением передач по ускорению машины существенно влияет на экономичность и динамику движения машины. В случае получения максимальных динамических качеств транспортной машины, топливная экономичность уменьшается на 23,2%. И наоборот, при получении максимальной топливной экономичности, динамика движения машины уменьшается на 23%.

Таким образом, для получения динамичного, экономичного или промежуточного режима движения транспортной машины достаточно изменять контрольный параметр ускорения машины в пределах от 0,9 до 0,001 м/с². Режим движения транспортной машины может задаваться водителем посредством установки рычага избирателя режимов в заданное положение, или подстраиваться САУ ГДТ в результате анализа положения педали подачи топлива.

Также следует отметить, что для тяжелых транспортных машин движение на ровной дороге рекомендуется начинать со 2-й передачи. Поскольку 1-я передача предназначена для движения в особо трудных дорожных условиях – это преодоление крутых подъемов и движение по пересеченной местности. Поэтому при движении с 1-й передачи увеличивается время разгона машины и расход топлива. Это следует из рисунков 6 и 15.

Список литературы: 1. Александров Е.Е., Стримовский С.В. Выбор информационных параметров для разработки системы автоматического управления гидромеханической трансмиссией транспортного средства. //Механiка та машинобудування. – 2007. – №1. – С. 27-35. 2. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Том 2. Энергетические установки колесных и гусеничных машин. Книга 2. Автоматическое управление транспортными двигателями внутреннего сгорания. Учеб. Пособие. / Александров Е.Е., Белозуб А.В., Белозуб В.В., Бенсман В.Г., Грита Я.В., Долгих П.Д., Караев Ю.Н., Кузнецов Б.И., Пойда А.Н. / Под общ. ред. Александрова Е.Е. - Харьков: ХГПУ, 1996. -548с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е.Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А.Перегон, В.Б. Самородов / Под ред. А.Н. Туренко - Харьков: ХГАДТУ(ХАДИ), 2001. - 642с. 4. Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Бесступенчатые трансмиссии: Расчет и основы конструирования. Учеб. Пособие. / Под ред. Александрова Е.Е. - Харьков: ХГПУ, 1997. - 185с. 5. Кленников В.М., Кленников Е.В. Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 309 с.

Поступила в редколлегию 15.09.08

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, *В.А. КОНОНЕНКО*, канд. техн. наук, *С.Н. БЕЛЯЕВ*, аспирант, *В.С. БОГАЧ*, аспирант (г. Харьков)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЛЕКСНЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЁСНЫХ МАШИН ДЛЯ АНАЛИЗА ТОЧНОСТИ РАБОТЫ АВТОНОМНЫХ НАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ

В статті розглядаються питання використання комплексних функціональних математичних моделей військових гусеничних та колісних машин для аналізу якості роботи автономних навігаційних систем. Розглянуто приклад реалізації такого аналізу для артилерійської системи на шасі автомобіля КраЗ.

In clause the questions of use of complex mathematical models military tracked and wheel machines for the analysis of quality robots of independent navigating systems are considered. The example of realization of such analysis for artillery system on the chassis of the automobile KrAZ is considered

В настоящее время самым распространённым способом навигации подвижных объектов является использование комплексных навигационных систем, которые построены на совместном использовании автономной навигационной системы (АНС) подвижного объекта и аппаратуры пользователя спутниковой навигационной системы.

В АНС используются различные типы датчиков, точности которых сильно отличаются. Поэтому, ставится задача оценки точности устанавливаемых типов датчиков для успешного решения навигационных задач [1].

Оценка точности устанавливаемых датчиков ранее производилась путём сравнения получаемых результатов АНС и спутниковой навигационной системы (СНС), но результаты этой оценки вызывали сомнение, так как и сама СНС имеет ошибку в позиционировании объекта.

В данной статье рассмотрен способ оценки точности АНС с использованием различных типов датчиков на основе математической модели движения автомобиля КраЗ по пересечённой местности, а также сделаны выводы о соответствии датчиков заданным критериям точности АНС.

Основная задача, которая решается навигационной системой (НС), состоит в определении координат x , y и дирекционного угла α_d объекта. Положение объекта на земной поверхности рассматривается в географической горизонтальной системе координат $OENH$, где ось OH направлена по вертикали вверх, ось ON лежит в плоскости горизонта и направлена на Север, ось OE расположена в плоскости горизонта и направлена на Восток. Направление движения задаётся дирекционным углом α_d .

Автономная навигационная система

Для определения скорости движения объекта в АНС могут использоваться доплеровские датчики скорости, расположенные по левому и правому бортам подвижного объекта, или электромеханические датчики скорости размещаемые аналогично. Как один, так и другой тип датчиков скорости имеют свои преимущества и недостатки. Так доплеровские датчики имеют значительные погрешности при движении объекта по трассе с неровностями и по пересеченной местности, но достаточно точно измеряют скорости объекта в условиях юза или буксования колёс. Электромеханические датчики скорости, которые представляют собой тахогенераторы, или индукционные датчики, которые устанавливаются в колеса левого и правого бортов объекта и измеряют угловые скорости колес, наоборот, не чувствительны к процессам юза и буксования колес. Для измерения углов ориентации объекта в АНС может использоваться самоориентирующаяся система гироскопических датчиков курсокреноуказания (СС ГККУ), датчики которой имеют собственный уход от заданного направления, причем ошибка в вычислении местоположения объекта за счет собственного ухода СС ГККУ значительно превышает ошибку от неточного вычисления скорости движения объекта.

АНС характеризуются достаточными мгновенными точностями, однако со временем в них накапливаются погрешности местоположения за счет ошибок вычисления скорости и дирекционного угла.

Анализ точности работы АНС

Для анализа точности работы АНС была создана комплексная математическая модель, структурная схема которой представлена на рисунке. Она, в конечном счете, проводит оценку получаемых результатов, сравнивая «идеальное» движение объекта по трассе и движение объекта с использованием АНС, в которой были заложены различные неточности работы датчиковой аппаратуры.

Общий принцип моделирования идеального движения объекта, в роли которого выступал автомобиль КраЗ с колесной формулой 6х6, по заданной трассе, состоит в анализе процессов, которые проходят в точках контакта колес с дорогой. В «идеальной» математической модели движения автомобиля вычисляются усилия и скорости, которые возникают в точках контакта, а потом эти величины через все элементы конструкции объекта (ступица колеса, мост, упругие и демпфирующие элементы, корпус) приводятся к его центру масс. При этом скорости и усилия среднего и заднего мостов через конструктивные особенности автомобиля вначале суммируются на задней тележке и только после этого передаются дальше на корпус машины. В результате решения системы дифференциальных уравнений на выходе математической модели движения объекта имеем координаты местоположения в «идеальной» системе координат.

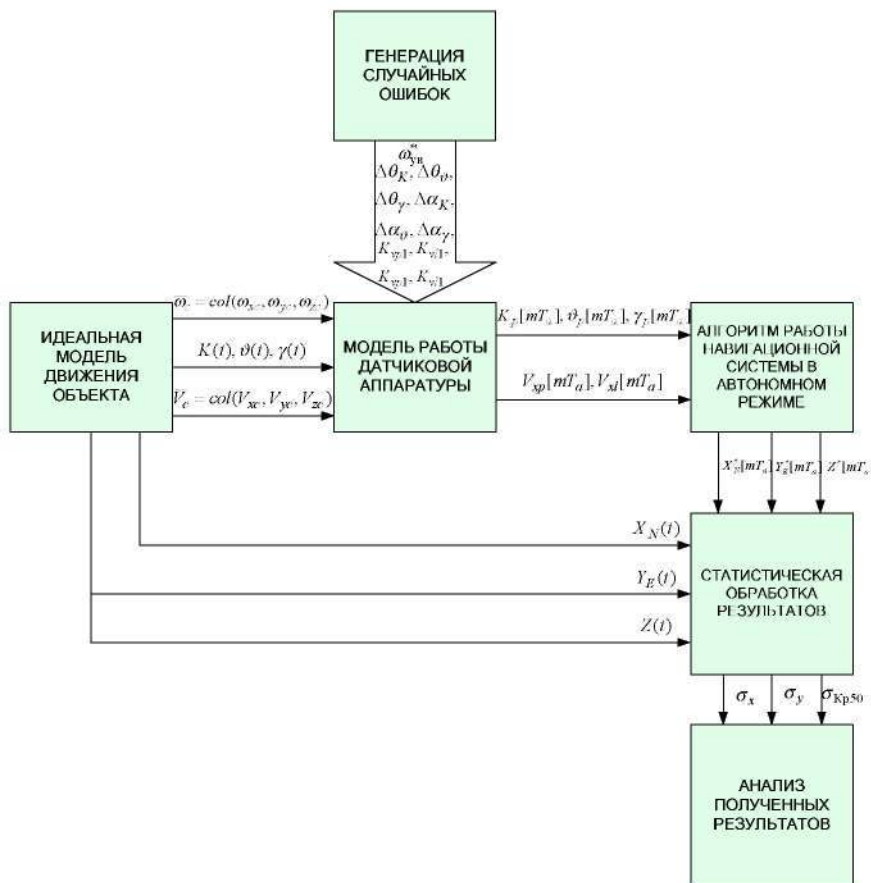


Рисунок - Схема оценки точности определения координат объекта

Моделирование движения объекта в системе координат ОЕНН проводилось на основе сигналов, поступавших с датчиковой аппаратуры установленной на объекте, где имелась возможность задавать работу различных типов датчиков.

Таким образом, на выходе - получали координаты как «идеального» местоположения объекта, так и вычисленного положения с учётом реальных характеристик датчиков.

В результате проведенной работы можно сделать следующие выводы:

а) алгоритмы, построенные на базе использования сигналов от СС ГККУ и датчиков линейных скоростей с учетом вероятных ошибок, приведенных в [6], в режиме автономной навигации обеспечивают удовлетворительную точность определения горизонтальных координат (величина круговой вероятной

ошибки $\sigma_{\text{Кр}50} \approx 22$ м за 20 минут движения при пройденном пути 6,4 км со скоростью 5,55 м/с);

б) отсутствие датчиков, которые измеряют величины линейных скоростей V_{zc} и V_{yc} в направлении поперечной и вертикальной осей объекта приводит к значительным ошибкам измерения вертикальной координаты на местности ($\sigma_Z^{50} = -99,3 \pm 4,3$ м);

в) в случае установки двух акселерометров, которые измеряют величины V_{zc} и V_{yc} ошибка измерений вертикальной координаты на местности существенно уменьшается и составляет $\sigma_Z^{50} = -1,4 \pm 4,3$ м. При этом величина круговой вероятной ошибки $\sigma_{\text{Кр}50}$ измерения горизонтальных координат уменьшается на 3 – 5 м.

г) среднеквадратичная ошибка определения истинного азимута объекта за 20 минут движения со скоростью 5,55 м/с по трем трассам лежит в диапазоне $0,2 \leq \sigma_K \leq 0,3^\circ$;

Приведенные выше выводы были сделаны на основе рекламных данных про величины ошибок СС ГККУ [6], поэтому требуют экспериментальной проверки с реальной аппаратурой.

Список литературы: 1. Технічне завдання на складову частину ДКР «Розроблення алгоритмів комплексування навігаційної інформації» (шифр «Верба-Н»). 2. ГОСТ Р 51794-2001. Аппаратура радионавигационная глобальной навигационной спутниковой системы и глобальной системы позиционирования. Системы координат. Методы преобразований координат определяемых точек. – Введен в действие 9 августа 2001 г. 3. LLN-GX LITEF Land Navigation System Product Description. Document 100059707. February, 3rd 2000. Revision 6. – www.litef.de. 4. Сергеев В.В. Прикладная теория и принципы построения гироскопических систем // Учебное пособие. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. – 78 с. 5. Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов / О.Н. Анучин, Г.И. Емельянец. – СПб., 1999. – 357 с. 6. Самоориентирующаяся система гироскопическая курсокреноруказания ССГККУ. – Пермская научно-производственная приборостроительная компания, www.ppk.permi.su. 7. Галушко В.Г. Случайные процессы и их применение на автотранспорте. – К.: Вища школа, 1980.

Поступила в редколлегию 23.09.08

В.В. ДУЩЕНКО, канд. техн. наук (м. Харків)

СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРИ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ДЕМПФІРУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ПІДВІСКИ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ ТА КОЛІСНИХ МАШИН НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТИВ ФАЗОВИХ ПЕРЕХОДІВ

Рассмотрена возможность использования веществ, претерпевающих фазовые переходы I-го та II-го рода для стабилизации температуры и охлаждения демпфирующих устройств подвески военных гусеничных и колесных машин.

The opportunity of use of the substances undergoing phase transitions I those II of a sort for stabilization of temperature and cooling snubber of devices of a suspender of military caterpillar and wheel machines is considered.

Постановка проблеми. Головною проблемою при забезпеченні високих середніх швидкостей військових гусеничних та колісних машин (ВГКМ) на місцевості при допустимих показниках плавності руху (потужність двигуна вважається достатньою) є надмірний нагрів демпфіруючих пристроїв (ДП) підвіски і, як результат, можливий вихід їх із ладу. Крім цього, негативний вплив вносить висока температурна нестабільність характеристик ДП. Це вимагає при виборі параметрів підвіски, що задовольняють вимоги технічного завдання, перевіряти можливість реалізації необхідних характеристик ДП по їх тепловій напруженості, що допускається, та приймати необхідні заходи для зниження останньої і забезпечення стабілізації вказаних характеристик.

Аналіз останніх досягнень. Відомі декілька напрямків зниження теплової напруженості ДП ВГКМ та стабілізації їх характеристик. Одним з них є застосування у тому чи іншому вигляді спеціальних систем охолодження ДП – або традиційних, на основі охолоджуючої рідини, або нетрадиційних, наприклад, із застосуванням теплової труби [1, 2].

Мета досліджень. Теоретично обґрунтувати можливість застосування нетрадиційних систем стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ на основі використання фізичних ефектів фазових переходів.

У роботі [3] представлено результати досліджень плавності руху гусеничної машини та теплової напруженості її ДП (телескопічних гідроамортизаторів) при руху по найбільш несприятливому профілю нерівностей – гармонічному профілю з відстанню між нерівностями у дві довжини опорної поверхні гусениць та висотою нерівностей, що відповідає швидкісній характеристиці її системи підресорювання. Висота нерівностей на резонансному режимі (швидкість 9,44...10,56 м·с⁻¹) складала 220 мм. Температурний режим роботи ДП повинен був знаходитися у межах 100...110°C. Дослідження показали, що поглинаюча потужність кожного з ДП перших двох підвісок на резонансному режимі повинна складати близько 18,5 кВт, але без порушення

теплого балансу вони були спроможні поглинути потужність лише у 2,5 кВт (при застосуванні високотемпературної робочої рідини до 4,5 кВт). Таким чином, ДП, що застосовувалися, мали у 4...7 разів меншу за необхідну поглинаючу потужність.

Необхідно уточнити, що вказані умови руху є досить жорсткими, зустрічаються не так часто і машина в них рухається нетривалий час. Тому на практиці ДП можуть мати меншу енергоємність. Якщо машина рухалась у доволі легких умовах і в'їхала на важку ділянку, то ДП почнуть інтенсивно нагріватися. Вважається, що це займе деякий час, за який машина може подолати важку ділянку траси і ДП отримають змогу надалі охолонути. Таким чином, для забезпечення нормального теплового режиму ДП на усіх швидкостях руху, при висотах нерівностей, характерних для важких дорожніх умов, необхідно, хоча б тимчасово, підвищувати їх енергоємність, щоб згладжувати піки теплової напруженості.

Тепло dQ , що виділяється в процесі роботи ДП за час dt , витрачається на нагрів робочої рідини і деталей (dQ_H), відводиться в навколишній повітряний простір теплообміном (dQ_G) і випромінюванням (dQ_M), а також передається через точки кріплення ДП з корпусом ВГКМ ($dQ_{кр}$).

У світлі вищесказаного, розглянемо можливість використання фізичних ефектів фазових переходів для стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ за рахунок збільшення складової dQ_H , що витрачається на нагрів їх робочої рідини і деталей.

Відомо, що речовина може знаходитися у чотирьох агрегатних станах: твердому, рідкому, газоподібному та плазмовому, кожний з яких характеризується певною внутрішньою структурою та властивостями. При переході речовини з одного агрегатного стану до іншого завжди стрибком міняються її щільність та енергія. Перехід до агрегатного стану, що відповідає більш високій температурі, потребує підводу енергії, у зворотному напрямку перехід супроводжується виділенням енергії, при цьому температура є, як правило постійною на весь час зміни агрегатного стану. Такі переходи називають фазовими переходами I-го роду (перервні фазові переходи). Якщо енергія та щільність міняються безперервно, а стрибок відчувають теплоємність, теплопровідність, коефіцієнт теплового розширення, модуль пружності та інше, то такі переходи називають фазовими переходами II-го роду (безперервні або критичні фазові переходи). Такими є, наприклад, перехід в точці Кюрі феромагнетика у парамагнетик, сегнетоелектрика у параелектричний стан, перехід рідкого гелію у надтекучий стан та інше [4].

Таким чином, для стабілізації температури ДП, в його конструкції можна застосувати певну кількість спеціальної додаткової речовини і використати поглинання енергії при зміні її агрегатного стану (фазовий перехід I-го роду), або підвищення теплоємності цієї речовини при нагріві та наближенні до точки Кюрі.

Розглянемо можливість використання фазового переходу I-го роду. Згадану вище складову теплової енергії dQ_H , що витрачається на нагрів робочої рідини і деталей можна визначити, як:

$$dQ_H = \frac{m_K \cdot c_M \cdot (dT + dT_B)}{2} + m_{шт} \cdot c_M \cdot dT_B + m_p \cdot c_p \cdot dT_p;$$

$$dT = T - T_O; \quad dT_B = T_B - T_O; \quad dT_p = T_p - T_O;$$

де: $m_K, m_{шт}, m_p$ - відповідно, маса корпусу, штоку з поршнем (лопасті) та робочої рідини; $c_M = 0,47 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність металевих деталей; $c_p = 1,67 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність робочої рідини; T_O - температура навколишньої середи; T - температура зовнішніх стінок ДП; T_B - температура внутрішніх стінок ДП; T_p - температура робочої рідини.

При застосуванні додаткової речовини, яка буде зазнавати фазовий перехід I-го роду, до цього рівняння необхідно додати член $m_{др} \cdot c_{др} \cdot dT_p + Q_{фн}$, куди, відповідно, входять маса і теплоємність цієї речовини, а також теплота $Q_{фн}$ її фазового переходу.

Додаткова речовина в початковому стані може бути твердою або рідкою. Виберемо можливу тверду речовину, виходячи з її температури плавлення $t_{пл}$ та питомої теплоти плавлення $q_{пл}$. У гідравлічних ДП ВГКМ, що найбільш поширені, бажано використовувати робочу рідину на основі мінеральних масел, які дешевші за синтетичні, але зберігають свої властивості лише до температури 130°C . Тобто плавлення твердої додаткової речовини повинне відбуватися при більш низькій температурі. Виходячи з цього, в якості такої речовини підходять лужні метали натрій ($t_{пл} = 97,7^\circ\text{C}$) та калій ($t_{пл} = 63,7^\circ\text{C}$), а також сплави Роза, Ліповиця і Вуда (відрізняються процентним складом вісмуту, свинцю, олова і кадмію), які відповідно мають $t_{пл} = 94^\circ\text{C}$, 70°C і 60°C . Інший важливий показник – питома теплота плавлення, який буде визначати ефективність стабілізації та охолодження ДП. Він повинен бути якомога більшим. Виходячи з цього, можливою речовиною, що найбільш задовольняє поставленим вимогам, є натрій, питома теплота плавлення якого складає $114,7 \text{ кДж}/\text{кг}$. Крім того натрій має досить велику теплоємність, яка дорівнює $1,205 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. [5].

Розрахуємо необхідну кількість натрію. Відомо, що на резонансній швидкості ВГКМ робочий цикл її ДП (прямий – зворотний ходи) займає час t близько 1с [6]. При цьому виконується робота A та виділяється теплота

Q , по якій і судять про поглинаючу потужність ДП. Нехай фазовий перехід повинен забезпечити поглинання додаткової потужності $N = 15$ кВт. Враховуючи, що $N = A/t$; можна визначити кількість теплоти $Q = A \cdot t$, яка повинна поглинатися в процесі фазового переходу за 1с, а саме 15 кДж. З іншого боку, $Q = q_{пл} \cdot m$; де m – маса натрію, яка у даному випадку буде дорівнювати 0,131 кг. Відомо, що на пересіченій місцевості, нерівності, які відповідають важким умовам руху, мають обмежену довжину. Це ділянки з декількох нерівностей довжиною 30...50м, при рухові по яким ДП ВГКМ будуть інтенсивно нагріватися. Вказану ділянку на резонансних швидкостях руху машина подолає за 4...6 с, за які необхідно буде поглинути 60...90 кДж теплоти. Таким чином, необхідна кількість натрію буде складати 0,524...0,786 кг. На протязі згаданого часу буде відбуватися фазовий перехід (плавлення натрію), а температура ДП стабілізується на рівні $97,7^{\circ}\text{C}$. Після подолання важкої ділянки ДП почнуть охолоджуватися, піде зворотний фазовий перехід з виділенням енергії і стабілізацією температури на тих же $97,7^{\circ}\text{C}$. Цим самим з'явиться можливість підтримувати стабільність характеристик ДП, що підвищить ефективність їх оптимізації.

Нехай маса натрію складає 1 кг (запас на не передбачувані умови). Середня вага телескопічних гідроамортизаторів ВГКМ складає 25 кг. Тоді, з урахуванням додаткового об'єму для розміщення натрію, вага вказаних ДП підвищиться не більше, ніж на 10%, що є припустимо. враховуючи доволі позитивний ефект. Таким чином, створення системи стабілізації та охолодження ДП ВГКМ на основі використання фазового переходу I-го роду твердої додаткової речовини є цілком технічно реалізуємо.

Розглянемо можливість застосування рідкої додаткової речовини. Виходячи з температури кипіння та питомої теплоти паротворення, найбільш придатною і доступною в такій якості є вода. При атмосферному тиску (98,07 кПа) і температурі 100°C вона починає переходити у газоподібний стан, при цьому питома теплота паротворення (залежить від тиску та температури і зменшується з підвищенням тиску) складає досить значну величину 2256 кДж/кг. При тиску у 5 атм (490,35 кПа) температура кипіння води становить 151°C , а при 10 атм (980,7 кПа) - $179,04^{\circ}\text{C}$. Крім цього, вода має досить велику питому теплоємність, що дорівнює 4,19 кДж/(кг·К) і випереджає по цьому показнику робочу рідину на основі мінеральних масел у 2,5 рази. З приведених даних видно, що навіть частковий перехід 1кг води у пар (утворюється двофазна система рідини та вологого насиченого пару), дозволяє з великим запасом поглинути необхідні 90 кДж теплоти. Цей запас залишиться значним і з урахуванням підвищеного тиску (він приведе до підвищення температури

кипіння та зниження питомої теплоти паротворення), що дозволить знизити необхідну масу води і зберегти вагу та габарити ДП майже у незмінних параметрах. Необхідно зазначити, що застосування фазового переходу води вимагатиме вирішення деяких технічних проблем. Таким чином, створення системи стабілізації та охолодження ДП ВГKM на основі використання фазового переходу I-го роду рідкої додаткової речовини теж є цілком технічно реалізуємо.

Розглянемо можливість використання фазового переходу II-го роду. Відомо, що питома теплоємність залежить від температури, але з достатньою точністю, для більшості твердих тіл її вважають постійною в інтервалі температур $-40^{\circ}\text{C} \dots +100^{\circ}\text{C}$, а для рідин в інтервалі $0^{\circ}\text{C} \dots +40^{\circ}\text{C}$. Також відомо, що при певних температурах, які називають точками Кюрі (практично завжди можна підібрати речовину з потрібною температурою Кюрі), феромагнетики (залізо, нікель, кобальт) зазнають фазові перетворення II-го роду і переходять у парамагнетичний стан. Аналогічно, сегнетоелектрики (електричні аналогів феромагнетиків) переходять у параелектричний стан. При нагріві та наближенні до точки Кюрі різко, по ступеневій функції, зростають деякі термодинамічні характеристики речовини, в тому числі і теплоємність. Після фазового переходу вона різко падає, тобто спостерігається суттєва аномалія теплоємності, яку можна використати для підвищення енергоємності ДП.

Розглянемо аномалію теплоємності на прикладі нікелю, що є типовим феромагнетиком. При температурі 20°C його теплоємність дорівнює $0,448 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, при 200°C – $0,511 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, (зростання на 14%), а при наближенні до температури 360°C (точка Кюрі) теплоємність зростає до $0,67 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, тобто на 50%. При подальшому підвищенні температури (вище точки Кюрі) теплоємність різко падає до величини близько $0,524 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ [7]. З представлених даних випливає, що для цього феромагнетика підвищення теплоємності навіть на 50%, в наслідок її незначної величини, не дозволяє поглинути помітну частку необхідної кількості теплоти.

Визначимо, яку теплоємність повинна була б мати додаткова речовина (або матеріал, з якого можуть бути виготовлені деякі деталі) масою 1 кг при наближенні до температури Кюрі, щоб поглинути пікову теплоту при руху в важких дорожніх умовах. Нехай, як і у попередньому прикладі, необхідно поглинути 15 кДж/с протягом 6 с, тобто кількість теплоти складе 90 кДж , при цьому, температура робочої рідини підвищиться з 100°C до 130°C (в такому випадку, температура Кюрі для додаткової речовини повинна бути близькою до $140 \dots 150^{\circ}\text{C}$). Тоді середнє аномальне підвищення теплоємності повинне складати:

$$\Delta c_{др} = 90 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot 30 \text{ К}) = 3 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}) ;$$

Відповідно, максимальне підвищення теплоємкості повинне бути у два рази більшим. Тобто, навіть при аномалії у 50% , початкова теплоємкість при 100°С повинна складати досить суттєву величину 12 кДж/(кг·К). Але, серед феромагнетиків та сегнетоелектриків, матеріалів з близькою теплоємкістю виявлено не було. Пошук інших матеріалів з такою підвищеною питомою теплоємкістю показав, що для більшості твердих речовин, які можуть бути використані у конструкції ДП, цей показник не перевищує 0,896 кДж/(кг·К) (алюміній) і лише для натрію він дорівнює 1,205 кДж/(кг·К), а для літію 3,39 кДж/(кг·К). Серед рідких речовин найбільшою питомою теплоємкістю виділяється тільки вода (4,19 кДж/(кг·К)). Необхідно відзначити, що застосування аномалії теплоємкості лише підвищується енергоємність ДП при нагріві, але не стабілізує їх температуру. Таким чином, можливість підвищення енергоємності ДП за рахунок використання матеріалів з підвищеною питомою теплоємкістю, що мають її аномалію при фазовому переході II-го роду не представляється можливим, бо такі матеріали знайдено не було.

Висновки.

1. Використання фазового переходу I-го роду, який зазнає додаткова речовина у твердому або рідкому стані є технічно реалізуємо при створенні нетрадиційних систем стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГKM.

2. Використання аномалії теплоємкості, що спостерігається при наближенні температурі речовини до точки Кюрі (фазовий перехід II-го роду), для створення нетрадиційних систем стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГKM неможливе за відсутністю речовин з необхідними термодинамічними характеристиками.

Список літератури: 1. Дущенко В.В., Дудка А.В. Математическое моделирование работы тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин. Вестник НТУ «ХПИ», Сб. науч. тр. Тематический выпуск: "Автомобиле-и тракторостроение". -2007. - №33. -С.53-60. 2. Дущенко В.В., Дудка А.В. Гидравлический амортизатор. Патент № 21950, 10.04.07. 3. Дущенко В.В., Воронцов С.Н. Оценка влияния параметров системы подпрессоривания транспортного средства на тепловую напряженность демпфирующих элементов. Вестник НТУ «ХПИ», Сб. науч. тр. Тематический выпуск: "Автомобиле-и тракторостроение". -2000. - №110. - С.183-195. 4. Яворский Б.М., Детлач А.А. Справочник по физике. - М.: Наука, 1979. -942с. 5. Лифшиц Б.Г., Крапошин В.С., Литецкий Я.Л. Физические свойства металлов и сплавов. - М.: Металлургия, 1980. -320 с. 6. Александров Е.Е. Грита Я.В., Дущенко В.В. и др. Колебания в транспортных машинах. -Киев, 1996. -256 с. 7. Кринчик Г.С. Физика магнитных явлений. -М.: изд-во МГУ, 1976. -156 с.

Поступила в редакцию 17.06.08.

В.В. ЄПІФАНОВ, канд. техн. наук, *Б.В. ГРИГОРОВ*, магістр

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ ШВИДКОХІДНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ ЗМІННОГО КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ РУХУ

Наведено алгоритм рішення диференційного рівняння руху транспортного засобу з урахуванням залежності коефіцієнта опору прямолінійному руху від швидкості машини. Аналітичні залежності для розрахунку розгінних (динамічних) характеристик одержані шляхом інтегрування диференційного рівняння розгону транспортного засобу з використанням формули Кардано. Представлені результати розрахунку шляху та часу розгону швидкохідної гусеничної машини, наведено аналіз впливу зміни коефіцієнта опору руху на динамічні характеристики.

A solution algorithm of differential equation of vehicle motion with regard of resistance coefficient dependence to rectilinear motion on vehicle velocity is present. The analytical dependences for calculation starting (dynamic) characteristics were obtained by integrating differential equation of vehicle starting with the use Kardano's formula. Besides, calculation results of the way and time of starting of high-speed tracked vehicle are given. The study of the influence of the resistance coefficient alteration on dynamic characteristics is described.

Метою дослідження є врахування залежності коефіцієнта опору від швидкості руху транспортного засобу під час розрахунку його розгінних характеристик.

В основу алгоритму, що використовується, покладенні відомі математичні моделі розрахунку тяглових (динамічних) і розгінних (швидкісних) характеристик швидкохідних гусеничних [1, 2] і повнопривідних колісних [3, 4] машин, зокрема диференційне рівняння нерівномірного руху транспортного засобу:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta} (D - f_0), \quad (1)$$

де V – швидкість; t – час; g – прискорення вільного падіння; δ – коефіцієнт зведення мас, що обертаються; D – динамічний фактор; f_0 – коефіцієнт опору руху.

Подамо вираз (1) у наступному виді:

$$dt = \frac{\delta}{g} \frac{dV}{(D - f_0)}. \quad (2)$$

Коефіцієнт зведення мас, що обертаються, визначається за наступною формулою [1, 2, 4]:

$$\delta_1 = \delta_1 + \delta_2 i_1^2,$$

де $\delta_1=1.03\dots1.05$, $\delta_2=0.0015\dots0.0025$ – для колісних машин; $\delta_1=1.15\dots1.4$, $\delta_2=0.0015\dots0.004$ – для гусеничних машин; i_l – загальне передатне число трансмісії l -їй передачі.

Динамічний фактор запишемо наступним чином [2]:

$$D = \frac{1}{G} \left(\frac{N_{ce} \eta_o}{V} - K_o F V^2 \right), \quad (3)$$

де N_{ce} – вільна потужність двигуна; η_o – загальний коефіцієнт корисної дії; K_o – коефіцієнт опору повітря; F – найбільша площа поперечного зрізу машини; G – вага машини.

Вільна потужність двигуна дорівнює [5 – 7]:

$$N_{ce} = N_{eN} \left(a_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right) + b_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^2 - c_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^3 - a_\Delta \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^{a_N} \right), \quad (4)$$

де N_{eN} – номінальна потужність двигуна; a_w , b_w , c_w – емпіричні коефіцієнти; a_Δ , a_N – коефіцієнти, що залежать від типу системи охолодження (при вентиляторній системі охолодження $a_N = 3$, $a_\Delta = 0.12\dots0.16$; при ежекційній $a_N = 2$, $a_\Delta = 0.1\dots0.14$); V_{lmax} – максимальна швидкість машини на l -їй передачі:

$$V_{lmax} = \frac{\omega_{max} R}{i_l},$$

тут ω_{max} – максимальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна; R – радіус ведучого колеса.

Загальний коефіцієнт корисної дії η_o становить [1, 2, 8]:

$$\eta_o = \eta_t (a_1 - a_2 V), \quad (5)$$

де η_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії; a_1 , a_2 – коефіцієнти, величина яких залежить від типу рушія (якщо машина колісна $a_1 = 1$, $a_2 = 0$, якщо використовується гусениця з гумово-металевими шарнірами $a_1 = 0.98$, $a_2 = 0.0021$ год/км, якщо використовується гусениця з металевими шарнірами $a_1 = 0.95$, $a_2 = 0.005$ год/км).

Підставимо вирази (4) та (5) в рівняння (3), отримаємо:

$$D = \frac{1}{G} \left[\frac{N_{eN} \left(a_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right) + b_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^2 - c_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^3 \right) \eta_t (a_1 - a_2 V)}{V} - K_o F V^2 \right]$$

$$- \frac{a_{\Delta} \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^{a_w}}{V}] \eta_t (a_1 - a_2 V) - K_o F V^2] . \quad (6)$$

Коефіцієнт опору руху має вигляд [8 – 10]:

$$f_o = f_1 + k_f V^n , \quad (7)$$

де f_1 – коефіцієнт опору руху за умов низької швидкості (для колісної машини, що рухається по асфальтній чи бетонній дорозі $f_1=0.02$; для гусеничної машини, яка рухається тим же покриттям $f_1=0.05$); k_f – емпіричний коефіцієнт, що дорівнює $(2...2.5) \cdot 10^{-4}$ коли машина колісна та $(4...6) \cdot 10^{-4}$ коли машина гусенична; n – емпіричний коефіцієнт, що дорівнює $(1...1.2)$ коли машина колісна та $(1.2...1.6)$ коли машина гусенична.

Підставимо вирази (6) та (7) в рівняння (2), получимо:

$$dt_t = \delta_t dV \left[g \frac{1}{G} \left[\frac{N_{eN} \left(a_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right) + b_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^2 - c_w \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^3 \right)}{V} - \frac{\left(a_{\Delta} \left(\frac{V}{V_{lmax}} \right)^{a_N} \right) N_{eN}}{V} \right] \eta_t (a_1 - a_2 V) - K_o F V^2 - f_1 - k_f V^n \right]^{-1} . \quad (8)$$

У подальших розрахунках приймаємо $a_N = 3$ (якщо $a_N = 2$ алгоритм рішення не змінюється, змінюються лише коефіцієнти M_{II} , M_{2I} , M_{3I} , що вказані нижче), а $n = 1$ для аналітичного розв'язання диференційного рівняння руху транспортного засобу.

Зінтегруємо та проведемо перетворення рівняння (8). Отримаємо час розгону машини на відповідній передачі:

$$t_t = \frac{\delta_t}{g} \int_{V_{lo}}^{V_{lmax}} \frac{1}{M_{II} V^3 + M_{2I} V^2 + M_{3I} V + M_{4I}} dV , \quad (9)$$

де

$$M_{II} = \frac{N_{eN} \eta_t a_2 (c_w - a_{\Delta})}{G V_{lmax}^3} ;$$

$$M_{2l} = -\frac{N_{eN}\eta_1 a_1 c_w}{GV_{lmax}^3} - \frac{N_{eN}\eta_1 a_1 a_\Delta}{GV_{lmax}^3} - \frac{N_{eN}\eta_1 a_2 b_w}{GV_{lmax}^2} - \frac{K_o F}{G};$$

$$M_{3l} = \frac{N_{eN}\eta_1 a_1 b_w}{GV_{lmax}^2} - \frac{N_{eN}\eta_1 a_2 a_w}{GV_{lmax}} - k_f; \quad M_{4l} = \frac{N_{eN}\eta_1 a_1 a_w}{GV_{lmax}} - f_1.$$

Початкова швидкість машини на відповідній передачі V_{l_0} (окрім першої розгінної), яка присутня у формулі (9), визначаються наступним чином [1]:

$$V_{l+1,0} = V_{lmax} \left(I - \frac{gf_o \tau}{\delta_o V_{lmax}} \right),$$

де δ_o – коефіцієнт зведення мас, що обертаються, коли двигун від'єднан від коробки передач ($\delta_o = \delta_l$); τ – час перемикання передачі.

Початкова швидкість машини на першій розгінній передачі дорівнює:

$$V_{l_0} = \frac{\omega_M R}{i_1},$$

де ω_M – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, що відповідає його максимальному обертовому моменту.

Якщо машина колісна ($a_2 = 0$), то рівняння (9) являє собою табличний інтеграл і час розгону можна записати наступним чином:

$$t_l = \frac{\delta_l}{g\sqrt{M_{3l}^2 - 4M_{2l}M_{4l}}} \ln \left(\frac{-\sqrt{M_{2l}^2 - 4M_{2l}M_{4l}} + 2M_{2l}V + M_{3l}}{\sqrt{M_{2l}^2 - 4M_{2l}M_{4l}} + 2M_{2l}V + M_{3l}} \right) \Bigg|_{V_{l_0}}^{V_{lmax}}. \quad (10)$$

Рівняння (10) збігається з рівняннями, які наведені в [8-10].

Подамо рівняння (9) у виді:

$$t_l = \frac{\delta_l}{gM_{ll}} \int_{V_{l_0}}^{V_{lmax}} \frac{1}{V^3 + K_{2l}V^2 + K_{3l}V + K_{4l}} dV, \quad (11)$$

де $K_{2l} = \frac{M_{2l}}{M_{ll}}$; $K_{3l} = \frac{M_{3l}}{M_{ll}}$; $K_{4l} = \frac{M_{4l}}{M_{ll}}$.

Розглянемо знаменник підінтегральної частини рівняння (11). Знайдемо корені поліному третього ступеня. Для цього скористаємося формулою Кардано:

$$p_l = \frac{3K_{3l} - K_{2l}^2}{3}; \quad q_l = \frac{2K_{2l}^3}{27} - \frac{K_{2l}K_{3l}}{3} + K_{4l}; \quad D_l = \left(\frac{p_l}{3} \right)^2 + \left(\frac{q_l}{2} \right)^2,$$

де D_l - дискримінант полінома третього ступеня.

Корені V_{il} ($i=1, 2, 3$) визначаються наступним чином:

$$V_{il} = y_{il} - \frac{K_{2l}}{3},$$

де $v_{11} = u_1 + v_1$; $v_{21} = \varepsilon_1 u_1 + \varepsilon_2 v_1$; $v_{31} = \varepsilon_1 v_1 + \varepsilon_2 u_1$,

$$\text{тут } u_1 = \sqrt[3]{-\frac{q_1}{2} + \sqrt{D_1}}; v_1 = \sqrt[3]{-\frac{q_1}{2} + \sqrt{D_1}}; \varepsilon_{1,2} = \frac{(-1 \pm i \cdot \sqrt{3})}{2}.$$

Після знаходження коренів знаменника підінтегральної частини рівняння (11), останнє приймає вигляд:

$$t_1 = \frac{\delta_1}{gM_{11}} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{I}{(V - V_{11})(V - V_{21})(V - V_{31})} dV. \quad (12)$$

Підінтегральну частину рівняння (12) можна записати у такий спосіб:

$$\frac{I}{(-V_{21} + V_{11})(-V_{31} + V_{11})(V - V_{11})} + \frac{I}{(-V_{11} + V_{21})(-V_{31} + V_{21})(V - V_{21})} + \frac{I}{(-V_{11} + V_{31})(-V_{21} + V_{31})(V - V_{31})}. \quad (13)$$

Запишемо рівняння (12) з урахуванням виразу (13):

$$t_1 = \frac{\delta_1}{gM_{11}} \left[\frac{I}{(-V_{21} + V_{11})(-V_{31} + V_{11})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{I}{(V - V_{11})} dV + \frac{I}{(-V_{11} + V_{21})(-V_{31} + V_{21})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{I}{(V - V_{21})} dV + \frac{I}{(-V_{11} + V_{31})(-V_{21} + V_{31})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{I}{(V - V_{31})} dV \right]. \quad (14)$$

Зінтегруємо рівняння (14), отримаємо:

$$t_1 = \frac{\delta_1}{gM_{11}} \left[\frac{I}{(-V_{21} + V_{11})(-V_{31} + V_{11})} \ln(-V_{11} + V) + \frac{I}{(-V_{11} + V_{21})(-V_{31} + V_{21})} \ln(V - V_{21}) + \frac{I}{(-V_{11} + V_{31})(-V_{21} + V_{31})} \ln(V - V_{31}) \right] \Bigg|_{V_{10}}^{V_{1\max}}. \quad (15)$$

Вираз (15) є рішенням диференційного рівняння руху гусеничного транспортного засобу з урахуванням змінного коефіцієнта опору.

На рисунку 1 подано час розгону швидкохідної гусеничної машини Т-84 [11] бетонною дорогою, де t_1 – час розгону машини за умови $n=1.2$, t_2 – за

умови, що $n=1$. t_3 – час розгону машини розрахований без урахування зміни коефіцієнта опору руху залежно від швидкості.

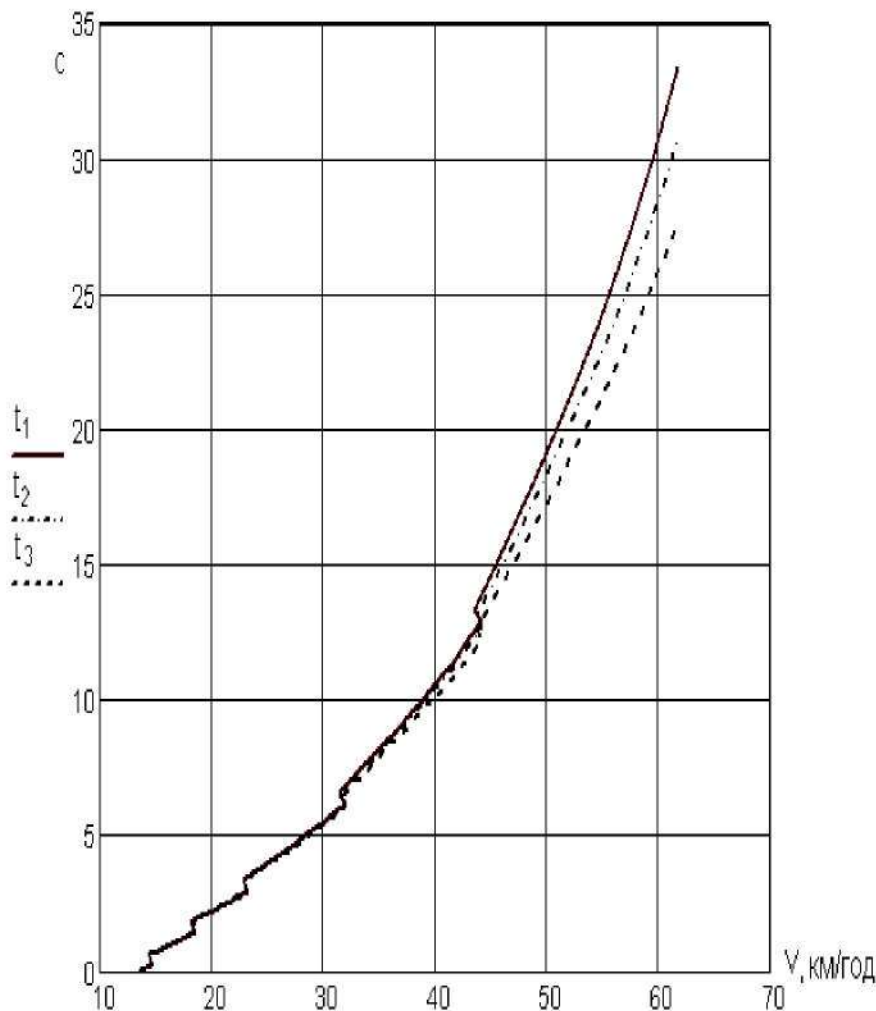


Рис. 1 – Графік часу розгону Т-84

Щоб знайти шлях розгону на відповідній передачі треба розв'язати наступний інтеграл:

$$S_l = \frac{\delta_l}{g} \int_{V_{lo}}^{V_{lmax}} \frac{VI}{M_{II}V^3 + M_{2I}V^2 + M_{3I}V + M_{4I}} dV. \quad (16)$$

Якщо машина колісна $a_2=0$, отже $M_{H1}=0$ і інтеграл (16) є табличним. Його рішення має вигляд:

$$S_1 = \frac{I}{2M_{21}} \left[\frac{\delta_1}{g} \ln(M_{21}V^2 + M_{31}V + M_{41}) \Big|_{V_{10}}^{V_{1\max}} - t_1 M_{31} \right]. \quad (17)$$

Рівняння (17) тотожне рішенням, які подаються в [8 – 10].

Якщо машина гусенична, то аналогічно тому, як інтеграл (11) зводився до інтегралу (14), зводимо вираз (16) до наступного виду:

$$S_1 = \frac{\delta_1}{gM_{H1}} \left[\frac{I}{(-V_{21} + V_{H1})(-V_{31} + V_{H1})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{V}{(V - V_{H1})} dV + \right. \\ \left. + \frac{I}{(-V_{H1} + V_{21})(-V_{31} + V_{21})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{V}{(V - V_{21})} dV + \right. \\ \left. + \frac{I}{(-V_{H1} + V_{31})(-V_{21} + V_{31})} \int_{V_{10}}^{V_{1\max}} \frac{V}{(V - V_{31})} dV \right]. \quad (18)$$

Зінтегрувавши рівняння (18), маємо формулу для знаходження шляху розгону гусеничної машини:

$$S_1 = \frac{\delta_1}{gM_{H1}} \left[\frac{V + V_{H1} \ln(V - V_{H1})}{(-V_{21} + V_{H1})(-V_{31} + V_{H1})} + \frac{V + V_{21} \ln(V - V_{21})}{(-V_{H1} + V_{21})(-V_{31} + V_{21})} + \right. \\ \left. + \frac{V + V_{31} \ln(V - V_{31})}{(-V_{H1} + V_{31})(-V_{21} + V_{31})} \right] \Big|_{V_{10}}^{V_{1\max}}. \quad (19)$$

На рисунку 2 наведено графік шляху розгону Т-84 по бетонній дорозі, де S_1, S_2, S_3 – шлях розгону машини відповідно коли $n=1,2$, коли $n=1$ та коли коефіцієнт опору руху є константою.

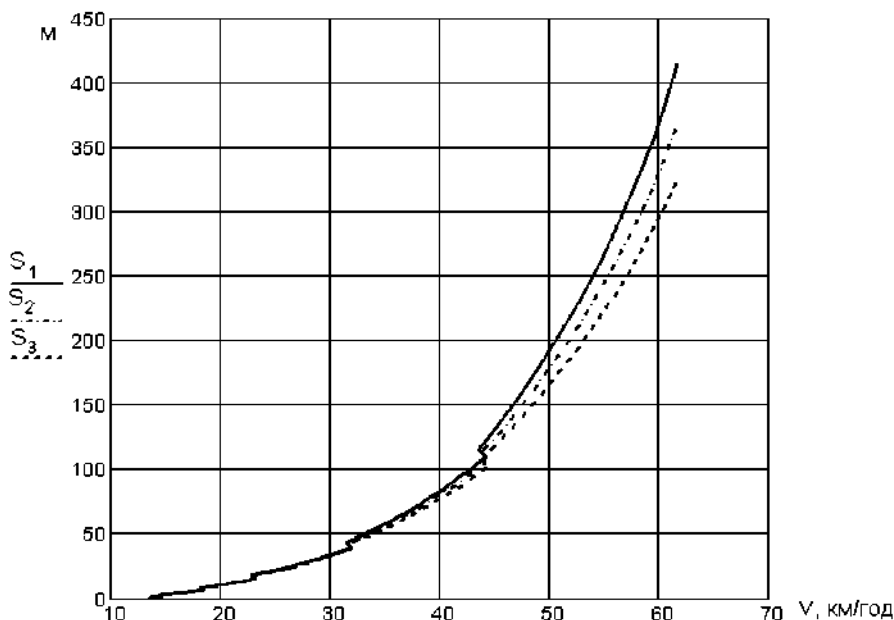


Рис. 2 – Графік шляху розгону Т-84

Аналіз результатів розрахунку вказує на необхідність урахування зміни коефіцієнта опору руху під час визначення розгінних характеристик. Наприклад, за умов швидкості Т-84 60 км/год. похибка розрахунку часу розгону за відомою методикою та методикою коли $n=1$ та $n=1.2$ відповідно становить 8,3% та 15,6%. При розрахунку шляху розгону похибка становить відповідно 10,5% та 19,9%.

Список літератури: 1. *Забавников Н.А.* Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 2. *Чобиток В.А.* Теория движения танков и БМП. – М.: Воениздат, 1984 – 264 с. 3. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с. 4. *Армейские автомобили. Теория / Под ред. А.С. Антонова.* – М.: Воениздат, 1970. – 526 с. 5. *Андрусенко П.И., Бурыев О.Н., Гутаревич Ю.Ф.* Характеристики автомобильных и тракторных двигателей. – К.: Высшая школа, 1978. – 128 с. 6. *Транспортные машины с газотурбинными двигателями / Под общ. ред. Н.С. Попова.* – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с. 7. *Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин: теория и расчет / Под ред. В.В. Етифанова.* – Харьков: НТУ «ХПИ», – 2007. – 124 с. 8. *Машиностроение. Энциклопедия в 40-а т. Т.4 – 15: Колесные и гусеничные машины / Под общ. ред. В.Ф. Платонова.* – М.: Машиностроение, 1997. – 688 с. 9. *Кошарний М.Ф.* Основы механики та енергетики автомобіля. – К.: Вища шк., 1992. – 200 с. 10. *Литвинов А.С., Фаробин Я.Е.* Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 11. *Александров Е.Е., Етифанов В.В.* Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. – 376 с.

Поступила в редколлегию 6.06.08

В.Г. МАСЛНІВ, д-р техн. наук,

Ю.В. МАКАРЕНКО, аспірант НТУ «ХПІ» (г. Харків)

РАЗВИТИЕ УСТРОЙСТВ РЕГУЛЯТОРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Розглянуто розвиток конструкцій регуляторів пневматичного ресорного підвішування для транспортних засобів. Показано, що функціональні можливості систем на основі мехатроніки мають суттєві переваги.

Development of designs of regulators of pneumatic spring suspension of vehicles is considered. It is shown, that functionalities of systems on a basis mechanic-electronically have essential advantages.

Скорости движения пассажирских поездов в настоящее время достигают 200 км/час, что выдвигает на первый план проблему улучшения плавности хода и уменьшение динамического воздействия на путь.

Для достижения необходимой плавности хода при повышении скорости движения требуется усовершенствование ресорного подвешивания подвижного состава. Этого можно достичь созданием систем ресорного подвешивания на основе пневматических ресор.

Развитию и совершенствованию систем пневматического ресорного подвешивания уделяют внимание ведущие производители транспортной техники во всем мире. Возрастающее использование электроники в регуляторах высоты пневматических ресор, в системах наклона кузова, поддержание уровня автосцепки относительно головки рельса при износе колес или проседании ресор, система информации и диагностики системы пневматического подвешивания транспортного средства.

Цель данной статьи заключается в том, чтобы определить рациональное направление процесса выбора конструкции регуляторов пневматического ресорного подвешивания для отечественных скоростных транспортных средств.

Наибольшее распространение из всех неметаллических упругих элементов в настоящее время получили упругие элементы, использующие в качестве рабочего тела сжатый воздух (пневматические ресоры). Это позволило создавать системы, обладающие целым рядом положительных качеств:

- возможность автоматического регулирования жесткости так, что статический прогиб остается постоянным независимо от величины нагрузки и сохранять постоянной высоту кузова над головкой рельса;

- возможность снижения частоты собственных колебаний кузова, повышения плавности хода и комфорта для пассажиров;

- снижение динамических нагрузок, действующих на экипаж и рельсовый путь.

Вместе с тем, устройства для автоматического регулирования жесткости пневматических рессор, называемые также регуляторами положения кузова транспортного средства относительно рельсов по высоте, имеют ряд недостатков, среди которых отметим их сложность настройки, зависимость характеристик от климатических условий, значительное количество изнашивающихся пар трения и т.д.

На рис. 1 показана конструкция регулятора с гидравлическим замедлителем. Регулятор закрепляется на основании кузова в вертикальном положении, рычагом 17 шарнирно соединяется с неподдрессоренной частью подвески и включается в воздушную магистраль между ресивером и упругим элементом. С увеличением статической нагрузки на подвеску из-за уменьшения высоты пневморессоры, рычаг поворачивает кулачок 16 по ходу часовой стрелки. Левый шток 2, освободившись от кулачка, под действием пружины 18 перемещается вверх, поворачивая валик 11, который своим рычагом открывает клапан 8. Воздух из ресивера через обратный клапан 7 и полость В поступает в пневморессору, восстанавливая ее исходную высоту. При этом рычаг возвращается в горизонтальное положение, поворачивая кулачок и возвращая шток в исходное положение. Клапан 8 под действием пружины 15 закрывается [1].

С уменьшением статической нагрузки на подвеску кулачок поворачивается против хода часовой стрелки и освобождает правый шток 2, который под действием пружины 18 перемещается вверх и поворачивает валик 10. Рычаг валика открывает клапан 9 и выпускает излишний воздух из пневморессоры в атмосферу. По достижении пневморессорой исходной высоты клапан 9 закрывается.

В процессе динамических колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс из-за качания рычага 17 кулачок совершает повороты по ходу и против хода часовой стрелки с относительно большой частотой. При этом штоки из-за гидравлического замедления не успевают переместиться вверх, чтобы открыть впускной или выпускной клапаны, т. е. при динамических колебаниях изменения количества воздуха в пневморессоре не происходит.

Достоинство этого регулятора заключается в том, что при сравнительно простой конструкции удастся получить необходимую величину времени задержки его срабатывания. К недостаткам следует отнести зависимость величины времени задержки срабатывания от вязкости жидкости в гидрозамедлителе, которая существенно изменяется в зависимости от температуры окружающей среды.

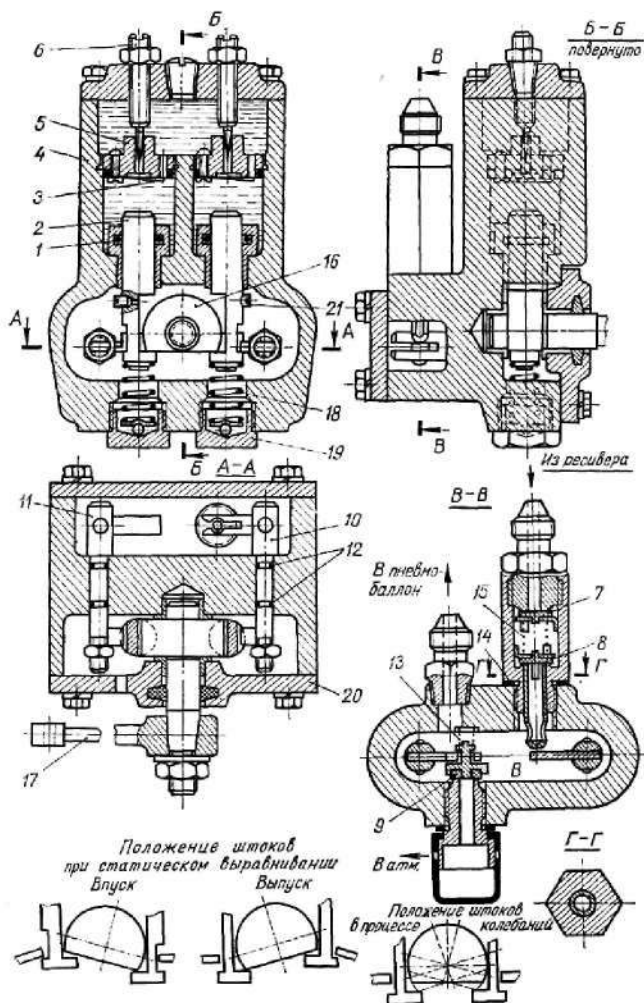


Рисунок 1 – Регулятор положения кузова:

- 1, 12 – манжеты; 2 – шток; 3 – клапанчатый клапан; 4 – корпус;
 5, 19 – пробки; 6 – игла; 7, 8, 9 – клапаны; 10, 11 – валтики;
 13, 15, 18 – пружины; 14 – выпускной клапан; 16 – кулачок; 17 – рычаг;
 20 – крышка; 21 – ппифут

Электромеханический регулятор положения кузова показанный на рис.2 лишен этого недостатка [2].

При изменении расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2, например, вследствие снижения давления сжатого воздуха в пневморессоре 3 сердечник 5, жестко соединенный с кузовом 1, перемещается вниз

до тех пор, пока якорь 9 замкнет магнитную цепь, образованную стержнями 37 и 38 и сердечником 5. Магнитный поток, создаваемый катушкой 6, существенно возрастает, в результате чего в обмотке 7 возникает ЭДС индукции и потечет ток через соответствующую клемму 14 реле 17.

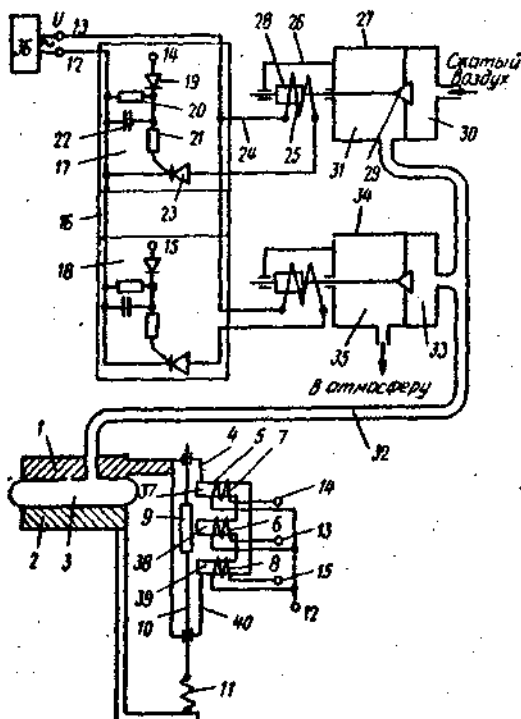


Рисунок 2 – Электромеханический регулятор положения кузова

Ток выпрямляется диодом 19 и в виде положительных импульсов поступает на управляющий электрод теристора 23. Величина этого тока возрастает по мере зарядки конденсатора 22, и после достижения током заданной величины поджигается тиристор 23, после чего ток от источника 36 начинает протекать через тяговую катушку 25, которая своим полем воздействует на якорь 28, который, смещаясь вправо, перемещает клапан 29. В результате этого открывается доступ сжатому воздуху из полости 30 в полость 31 корпуса 27 электропневматического вентиля и далее по трубопроводу 32 в пневморессору 3.

По мере повышения давления в пневморессоре 3 расстояние между кузовом 1 и необрессоренными частями увеличивается, сердечник 5 перемещается вверх относительно якоря 9 и магнитная цепь, образованная стержнями

37 и 38 и якорем 9, размыкается, в результате чего ток в обмотке 7 падает, тиристор 23 запирается, катушка 25 обесточивается и клапан 29 разобшаст полости 30 и 31. Резисторы 20 и 21 вместе с конденсатором 22 позволяют получить заданное время задержки, постоянную времени поджига тиристора, что предотвращает срабатывание устройства, например, при колебаниях кузова 1 на пневморессоре 3. Кроме того, конденсатор 22 быстро разряжается на резисторе 20 при уменьшении тока в цепи управления тиристора, чем достигается четкое выключение реле 17 и 18 и исключается звонковая работа последнего.

При увеличении расстояния между кузовом 1 и необрессоренными частями 2 клапан выпускает воздух в атмосферу.

В сети Internet опубликовано сообщение о пневматической рессоре для транспортного средства с устройством для регулирования ее высоты на базе электронных устройств (рис. 3).

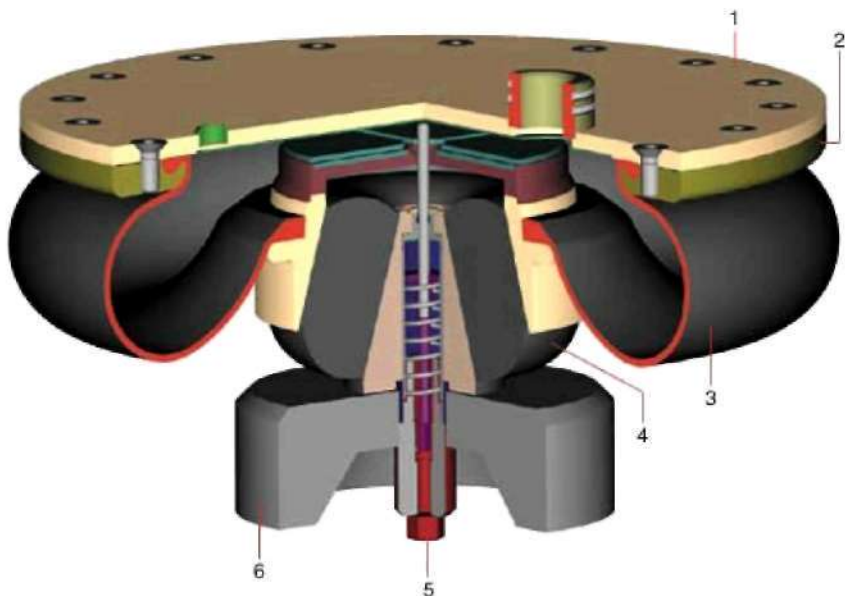


Рисунок 3 – Phoenix – система двухступенчатых рессор

1 – панель пневматической рессоры; 2 – зажимное кольцо;

3 – пневматическая рессора; 4 – дополнительная МЕГИ-рессора;

5 – датчик внутри МЕГИ-рессоры, механический замер высоты (к примеру, воздушного зазора), электрический сигнал к клапану управления;

6 – опорная плита

Phoenix разработал для двухступенчатой рессоры рельсовых транспортных средств новую систему регулирования уровня (ALCAS), которая связывает удобство и разнообразие электронного регулирования с надежностью механической системы пневматической рессоры [3].

Датчик высоты расположен в средней части пневморессоры, что надежно защищает его от повреждений и исключает его срабатывание при колебаниях галопирования рамы тележки на рессорах буксовой ступени подвешивания.

К недостаткам такого расположения датчика следует отнести сложность его монтажа-демонтажа для обслуживания и относительную недоступность для визуального контроля его частей.

Установка перспективного датчика вне пространства пневматической рессоры позволит исключить упомянутые недостатки.

Анализ приведенных конструкций регуляторов показывает, что общим их недостатком является то, что у них отсутствует устройство для блокировки, которое необходимо при прохождении поездом S-образных кривых, чтобы исключить наклон кузова пневморессорами наружу кривой.

Другой недостаток состоит в том, что эти регуляторы невозможно использовать для принудительного наклона кузова при движении по кривым участкам пути.

По нашему мнению, перспектива развития конструкции регуляторов базируется на использовании достижений мехатроники. Такой регулятор содержащий микропроцессор и механическое исполнительное устройство, будет обладать необходимыми функциональными возможностями и лишен недостатков рассмотренных выше регуляторов.

Список литературы: 1. Акоюн Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики). – Львов: Вища школа, 1979. – 218 с. – Ч.1. 2. А.С. № 1136999, СССР, МКИ В 61 F 5/10. Устройство для поддержания постоянного уровня между подрессоренной и неподрессоренной частями локомотива при пневмоподвешивании / Маслив В.Г., Александров Н.С., Калюжный Н.Н. Заявл. 07.12.1982; Опубл. 30.01.1985, Бюл. №4. 3. Регулирование уровня для рельсового подвижного состава:<http://phoenix-ag.narod.ru/schienenfahrzeugniveau.html>. 2007. – 3с.

Поступила в редколлегию 20.06.08

О.Я. НИКОНОВ, канд. техн. наук, **Н.В. НАЗАРОВА** (г. Харьков)

ИДЕНТИФИКАЦИЯ И КОНТРОЛЬ ДАТЧИКОВ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Розглядається задача ідентифікації та контролю датчиків кутової швидкості у системі керування рухом транспортного засобу складається з алгоритмів: початкова постановка датчиків; вибір конфігурації каналів датчиків; розрахунок приросту кутів датчиків; контроль та формування признаку інформативності датчиків.

The problem of identification and measurement of angular velocity sensors in the vehicle traffic control system consists from algorithms: initial alignment of sensors; configuration select of sensor channels; angle rate increase valuation of sensors; measurement and information density indicator formation of sensors.

Постановка проблемы

Постоянно возрастающие требования к работоспособности систем управления движением транспортных средств заставляют искать новые методы, способы идентификации и контроля датчиков угловой скорости. Существующие методы контроля работоспособности датчиков угловой скорости являются достаточно грубыми, чтобы выявлять отказы датчиков угловой скорости. Поэтому разработка алгоритмов идентификации отказов датчиков угловой скорости является важной задачей для систем управления движением транспортных средств [1-2].

Анализ последних исследований и публикаций

Анализ последних исследований и публикаций прогнозирования дальнейшего развития систем управления движением транспортных средств позволяет определить основные пути такого развития [1-2]: идентификация и выявление отказов датчиков угловой скорости; контроль и формирование признака информативности датчиков угловой скорости; восстановление информации о положении движущегося транспортного средства.

Формулирование цели

Целью работы является построение алгоритмов идентификации и контроля отказов датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортным средством, находящегося под воздействием внешней среды, с применением подхода на основе современной теории автоматического управления, методов синтеза систем управления движением транспортных средств.

Идентификация и контроль отказов датчиков угловой скорости

Рассмотрим систему с числом N одноосных датчиков угловой скорости (ДУС). Оценим ортогональные составляющие вектора парциального поворота $\Theta_{kn}^* = \{\Theta_{kn1}^*, \Theta_{kn2}^*, \dots, \Theta_{knN}^*\}$, полагая, что измерения равноточны, а ошибки измерения аддитивны, с нулевым математическим ожиданием и дисперсией σ^2 .

Запишем ковариационную матрицу ошибок оценки ортогональных составляющих измеряемого вектора в виде

$$D[\delta\Theta_{kn}^*] = \sigma^2 \cdot (H^T \cdot H)^{-1},$$

где H – матрица измерений размерности $N \times 3$, строки которой состоят из направляющих косинусов $h_{nj} = (\bar{n}_j, \bar{e}_j)$ измерительных осей в связанной ортогональной системе координат и удовлетворяют условиям

$$h_{n1}^2 + h_{n2}^2 + h_{n3}^2 = 1, \quad n = 1, 2, \dots, N.$$

Любые три строки матрицы H линейно независимы. При локализации отказа элементы соответствующей строки матрицы H обнуляются. Предложенный метод оптимизации конфигураций основан на минимизации следа ковариационной матрицы:

$$\min R = \min_H \text{Tr}(D[\delta\Theta_{kn}^*]).$$

Поскольку след ковариационной матрицы равен сумме квадратов главных осей эллипсоида рассеяния, то он не зависит от выбора связанной системы координат и определяется только взаимной ориентацией осей чувствительности датчиков.

Нахождение необходимых и достаточных условий минимума критерия R сводится к нахождению минимума функции

$$\min_{\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3} 1/\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$$

при условии $\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = N$, где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – собственные числа матрицы $(H^T \cdot H)$.

Необходимые и достаточные условия минимума критерия R имеют вид

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = N/3.$$

При этом векторы-столбцы матрицы H ортогональны и их нормы равны между собой и равны $\sqrt{N/3}$.

В общем случае N найдены две оптимальные конфигурации: 1) для любого N : измерительные оси располагаются равномерно вдоль образующих кругового конуса с углом при вершине осевого сечения $2 \arccos(1/\sqrt{3})$; 2) для четного N : $N-1$ ось располагается равномерно вдоль образующих кругового конуса с углом при вершине осевого сечения $2 \arccos(\sqrt{(N-3)/(3(N-1))})$, и одна ось – вдоль оси конуса.

Рассмотрим оптимальные конфигурации осей чувствительности ДУС для $N = 4, 5, 6, 7, 8$.

$N = 4$. Здесь применимы два решения: «конус» и «конус с осью». Для обеих конфигураций оси чувствительности измерителей ортогональны непараллельным граням правильных многогранников: для первой – октаэдра, для второй – тетраэдра. Для первой схемы угол при вершине осевого сечения $\alpha = 109^\circ 28'$, для второй схемы $\alpha = 167^\circ 14'$. Конфигурация «конус с осью» ($N=4$) отвечает взаимно ортогональному расположению измерительных осей π_1, π_2, π_3 .

$N = 5, 7$. В обоих случаях существует лишь одна оптимальная конфигурация: измерительные оси располагаются равномерно вдоль образующих конуса с углом при вершине осевого сечения, равным $2 \arccos(1/\sqrt{3})$.

$N = 6$. Для шести измерительных осей существует множество оптимальных конфигураций. Среди них чаще используются конфигурации «конус» и «конус с осью». Для второй конфигурации направления осей чувствительности ДУС совпадают с направлениями нормалей к непараллельным граням додекаэдра. Для конфигурации «конус» угол при вершине осевого сечения равен $109^\circ 28'$, для конфигурации типа «конус с осью» – $2 \arccos(1/\sqrt{5})$, то есть $\alpha = 156^\circ 56'$.

Кроме этих конфигураций имеют место следующие две оптимальные конфигурации. В каждой из них оси датчиков расположены равномерно вдоль двух вложенных конусов с общей осью: угол при вершине осевого сечения первого конуса равен 90° , второго – $2 \arccos(1/\sqrt{6})$. Для первой конфигурации проекции осей соответствующих датчиков на плоскость, перпендикулярную оси конусов, совпадают, для второй – проекции всех шести осей чувствительности располагаются на перпендикулярной плоскости равномерно.

$N = 8$. Оптимальные конфигурации: типа «конус», «конус с осью» и «конус в конусе». В первом случае оси датчиков располагаются равномерно вдоль образующих конуса с углом при вершине осевого сечения $109^\circ 28'$; во втором случае угол при вершине осевого сечения конуса равен $121^\circ 35'$. В случае конфигурации «конус в конусе» измерительные оси расположены рав-

номерно вдоль образующих двух конусов с одной осью – по четыре на каждом, причем проекции всех восьми осей располагаются на ортогональной плоскости равномерно.

Углы α и β при вершинах осевых сечений конусов связаны соотношением

$$\cos^2 \alpha/2 + \cos^2 \beta/2 = 2/3.$$

В режиме включения ДУС после наступления тепловой готовности включаются все шесть ДУС. После достижения функциональной готовности производится контроль работоспособности ДУС и в случае нормы два ДУС отключаются. Эти ДУС находятся в «горячем» резерве и в случае необходимости могут быть готовы к работе спустя 1 минуту.

Задача обработки и контроля информации ДУС состоит из следующих алгоритмов: 1) алгоритм начальной установки задачи ДУС; 2) алгоритм выбора конфигурации включаемых каналов ДУС; 3) алгоритм расчета приращений углов ДУС; 4) алгоритм контроля и формирования признака информативности ДУС.

Алгоритм начальной установки задачи ДУС рассчитывает матрицу С (6x3) установки шести ДУС в приборных осях:

$$C_{i1} = \cos(\varphi + \delta\varphi_i), C_{i2} = \sin(\varphi + \delta\varphi_i) \cdot \cos((i-1) \cdot \theta + \delta\theta_i), C_{i3} = \sin(\varphi + \delta\varphi_i) \cdot \sin((i-1) \cdot \theta + \delta\theta_i),$$

где φ , θ – углы установки ДУС в ПСК; $\delta\varphi_i$, $\delta\theta_i$ – погрешности углов установки ДУС ($i=1 \div 6$).

Алгоритм также производит обнуление внутренних переменных задачи. По техническому заданию (ТЗ) выбирается число включаемых в режиме ДУС: работа на 5, 4 или 3 ДУС. По ТЗ задается признак контроля: наличие или отсутствие контроля.

Алгоритм выбора конфигурации включаемых каналов ДУС работает на тех тактах режима, где происходит смена работающего комплекта ДУС, функционально при возникновении отказа или по ТЗ. Алгоритм состоит из трех частей, соответствующих трем состояниям признака работы $Z=0 \vee 1 \vee 2$.

При $Z=2$ алгоритм формирует пятерку работающих ДУС из числа исправных. Из этой пятерки выбирается ортогональная управляющая тройка ДУС для формирования матрицы управления В (3x3). Если номера работающих ДУС выбираются по ТЗ, то управляющей тройкой считаются первые три из заданных.

При $Z=1$ из числа исправных ДУС выбираются номера четырех ДУС: 3 из них считаются управляющими, а четвертый используется для контроля. Выбор четверки по ТЗ осуществляется аналогично случаю $Z=2$.

При $Z=0$ выбор работающих измерительных каналов осуществляется

аналогично случаю работы на четырех ДУС, отличие состоит в том, что контрольный ДУС не формируется.

Алгоритм ДУС формирует запросы на включение ДУС после определения их номеров.

В результате формируется управляющая матрица B (3×3), используемая в расчетах проекций приращений углов на приборные оси. Для этого формируется вспомогательная матрица D (3×3), составленная из строк матрицы C (6×3), соответствующих номерам управляющих ДУС. Управляющая матрица рассчитывается следующим образом:

$$B = D^{-1}.$$

Алгоритм расчета приращений углов ДУС формирует суммарные признаки функциональной и точностной готовности ДУС по признакам, приходящим из подсистемы. Осуществляет выбор диапазона измерений ДУС по признаку, формируемому алгоритмами режимов.

Алгоритм формирует информацию о приращениях углов, измеренных каждым ДУС $\bar{\theta}_i$:

$$\bar{\theta}_i = m_i \cdot N_i - \omega_n \cdot T_0, \quad (i=1 \div 6),$$

где m_i – цена импульса i -го ДУС; N_i – число импульсов с i -го ДУС за такт; ω_n – паспортизируемый уход i -го ДУС.

Рассчитываются приращения углов поворота объекта в проекциях на приборные оси ДУС θ_{gi} :

$$\theta_{gi} = B_{j1} \cdot \bar{\theta}_{nupr1} + B_{j2} \cdot \bar{\theta}_{nupr2} + B_{j3} \cdot \bar{\theta}_{nupr3},$$

где B_{jk} – элементы матрицы управления; $nuprk$ – номера управляющих ДУС ($j=1 \div 3$; $k=1 \div 3$).

Затем вычисляются проекции приращений углов на оси визирной системы координат (ВСК) θ_j :

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \theta_{g2} - AD_3 \cdot \theta_{g3} + AD_2 \cdot \theta_{g1} - \theta_{yx1}, \\ \theta_2 &= -\theta_{g3} - AD_3 \cdot \theta_{g2} - AD_1 \cdot \theta_{g1} - \theta_{yx2}, \\ \theta_3 &= -\theta_{g1} + AD_2 \cdot \theta_{g2} + AD_1 \cdot \theta_{g3} - \theta_{yx3}, \end{aligned}$$

где AD_j – погрешности установки ПСК ДУС относительно ВСК; θ_{yxj} – вычисленный на борту угловой уход ($j=1 \div 3$).

Алгоритм контроля и формирования признака информативности ДУС рассчитывает приращение угла по контрольной оси и сравнивается с приращением, полученным с контрольного ДУС:

$$\theta_k = C_{ncon,1}\theta_{g1} + C_{ncon,2}\theta_{g2} + C_{ncon,3}\theta_{g3}, |\theta_k - \bar{\theta}_{ncon}| < \delta\theta_p,$$

где $ncon$ – номер контрольного ДУС; $\delta\theta_p$ – порог контроля информации.

Если разность не превышает порог $\delta\theta_p$, заданный в ТЗ, то все включенные ДУС считаются исправными. В противном случае для идентификации отказавшего ДУС алгоритм формирует заявку на подключение пятого ДУС.

На время отсутствия информативности ДУС рассчитывается прогнозируемое приращение угла поворота объекта за такт, которое поступает в алгоритм оценки скорости:

$$\theta_j(n) = \theta_j(n-1) + U_{of}(n) \cdot T_0^2 / 2,$$

где $U_{of}(n)$ – оценочная эффективность исполнительных органов; n – номер такта.

Результаты моделирования

Для системы управления движением транспортным средством разработаны алгоритмы идентификации и контроля отказов ДУС.

Анализ системы управления движением транспортным средством, а также численные исследования, позволяют сделать вывод о том, что введение данных алгоритмов позволяет обеспечить работоспособность системы управления движением транспортным средством.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

В статье рассмотрена задача построения алгоритмов идентификации и контроля отказов ДУС в системе управления движением транспортным средством, находящегося под воздействием внешней среды, с применением подхода на основе современной теории автоматического управления, методов синтеза систем управления движением транспортных средств. Разработаны алгоритмы идентификации и контроля отказов ДУС. Для дальнейших исследований необходимо использовать алгоритмы поиска отказов ДУС на основе математического моделирования.

Список литературы: 1. Александров С.С., Александрова Т.С., Никонов О.Я. *та ін.* Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем. – Харків, 2003. – 137с. 2. Раушенбах Б.В., Токарь Е.Н. Управление ориентацией космических аппаратов. – М.: Наука, 1974. – 598 с.

Поступила в редколлегию 12.06.08

В. П. ОЛЬШАНСКИЙ, д-р физ.-мат. наук,
В. И. ЛАВИНСКИЙ, д-р техн. наук,
С. В. ОЛЬШАНСКИЙ, аспирант (г. Харьков)

К РАСЧЁТУ МАКСИМАЛЬНОЙ ВЫСОТЫ ПОЛЁТА ВЕРТИКАЛЬНО БРОШЕННОГО ВВЕРХ СФЕРИЧЕСКОГО ТЕЛА УБЫВАЮЩЕЙ МАССЫ

За допомогою шлідричних функцій побудовано аналітичний розв'язок нелінійної задачі Коші про максимальну висоту польоту вертикально кинутої сферичної частки. Радіус тіла зменшується в часі по показниковому закону, а опір середовища пропорційний квадрату швидкості польоту.

The analytical solution of the nonlinear Cauchy problem about the maximal height of flight of the vertically thrown spherical particle via the cylindrical functions is constructed. The body radius decreases in time under the exponential law and the resistance of medium is proportional to a square of the velocity of flight.

Цель исследования. В данной работе поставлена цель, построить аналитическое решение нелинейной задачи полёта вертикально брошенного вверх однородного шара с показательным изменением радиуса.

Актуальность темы и анализ публикаций. Расчёт вертикального движения тел переменной массы и размеров приходится проводить при математическом моделировании полёта сторающих частиц топлив, испаряющихся капель огнетушащих веществ, мелкодисперсных химически активных выбросов производств и пр. Поэтому анализ особенностей движения таких тел в газовой среде относится к актуальным научно-техническим задачам и решению их уделялось должное внимание. Так в работах [1,2,3] изучалось движение сферических частиц, у которых изменение радиуса принималось пропорциональным времени полёта или площади поверхности сферы (закон Срезневского) [4]. Наряду с этим в технических расчётах движения тел переменной массы [5,6] получила распространение модель полёта материальной точки с экспоненциальным убыванием массы. Заметим, что вариант линейного изменения радиуса во времени рассмотрен в [2,7].

Постановка задачи и её решение. Предполагаем, что сила аэродинамического сопротивления движению пропорциональна площади миделевого сечения сферической частицы и квадрату скорости её полёта. Плотность частицы принимаем постоянной. Поэтому уменьшение её массы определяется законом изменения её радиуса, который берём в виде

$$r = r(t) = r_0 e^{-\lambda t}. \quad (1)$$

Здесь $r_0 = r(0)$ - начальный радиус частицы; $\lambda > 0$ - коэффициент характеризующий скорость убывания радиуса; t - время.

В рамках принятых допущений скорость вертикального движения частицы вверх $v = v(t)$ является решением дифференциального уравнения

$$\frac{dv}{dt} + \frac{k}{r} v^2 = -g, \quad (2)$$

в котором k - безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления; g - ускорение свободного падения.

Считая убывание массы всесторонним, в отличие от работ [5,8] в уравнении движения (2) не учитываем действие реактивной силы.

Ориентируясь на аналитические решения уравнения (2) при начальном условии

$$v(0) = v_0, \quad (3)$$

перейдём к новой переменной

$$\xi = e^{\lambda t}; \quad \frac{d\xi}{dt} = \lambda \xi; \quad \frac{dv}{dt} = \lambda \xi \frac{dv}{d\xi}.$$

Вместо (2) получаем

$$\frac{dv}{d\xi} + \beta v^2 = -\frac{g_1}{\xi}. \quad (4)$$

Здесь $g_1 = \frac{g}{\lambda}$; $\beta = \frac{k}{\lambda r_0}$.

Выразим далее искомую скорость через вспомогательную функцию $w(\xi)$ по формуле [2]

$$v = \frac{1}{\beta} \frac{dw}{d\xi} w^{-1}. \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), приходим к линейному уравнению типа бес селя

$$\frac{d^2 w}{d\xi^2} + \frac{\beta_1}{\xi} w = 0, \quad (6)$$

в котором $\beta_1 = \beta g_1$.

Общее решение уравнения (6) имеет вид

$$w(\eta) = \eta(c_1 J_1(\eta) + c_2 Y_1(\eta)), \quad (7)$$

где $\eta = 2\sqrt{\beta_1 \xi}$, c_1, c_2 - произвольные постоянные; $J_1(\eta)$, $Y_1(\eta)$ соответственно функции Бесселя и Неймана индекса единица.

Продифференцировав, согласно (5), выражение (7), находим общее решение уравнения (2)

$$v(\eta) = \frac{2g_1}{\eta} \frac{cJ_0(\eta) + Y_0(\eta)}{cJ_1(\eta) + Y_1(\eta)}. \quad (8)$$

В нём $c = c_1 c_2^{-1}$ - произвольная постоянная; $J_0(\eta)$, $Y_0(\eta)$ - соответственно функция Бесселя и Неймана нулевого индекса.

Решение (8) удовлетворяет начальному условию (3), когда

$$c = \frac{2g_1 Y_0(\eta_0) - v_0 \eta_0 Y_1(\eta_0)}{v_0 \eta_0 J_1(\eta_0) - 2g_1 J_0(\eta_0)}; \quad \eta_0 = 2\sqrt{\beta_1}. \quad (9)$$

В момент достижения максимальной высоты полёта $t = t^*$, скорость тела

$$v(\eta) = v(\eta^*) = 0.$$

Согласно (8) определение $\eta = \eta^*$ сводится к решению трансцендентного уравнения

$$cJ_0(\eta) + Y_0(\eta) = 0, \quad (10)$$

в котором c зависит от v_0 , r_0 и других параметров (9).

Вычисление корня η^* с высокой точностью можно провести методом итераций по формуле

$$\eta_{n+1} = \eta_n + \frac{cJ_0(\eta_n) + Y_0(\eta_n)}{cJ_1(\eta_n) + Y_1(\eta_n)}, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (11)$$

Начальным приближением допустимо взять $\eta_0 = 2\sqrt{\beta_1}$.

Достигнув заданной точности в определении $\eta^* \approx \eta_{n+1}$, затем несложно найти время движение тела вверх, поскольку

$$t^* = \frac{1}{\lambda} \ln \frac{(\eta^*)^2}{4\beta_1}.$$

Для проведения расчётов удобно использовать таблицы цилиндрических функций [9, 10, 11].

Корень уравнения (10) можно приближённо находить и другими способами, особенно при малых или больших η^* . Рассмотрим эти способы.

Заменим при малых $\eta_0 < \eta^* < 1$ цилиндрические функции их асимптотическими представлениями [7]

$$J_0(\eta) \sim 1 - \frac{\eta^2}{4}; \quad Y_0(\eta) \sim \frac{2}{\pi} \left(\ln \frac{\eta}{2} + \gamma \right) J_0(\eta), \quad \gamma \approx 0,5772.$$

В этом приближении

$$c = -\frac{2}{\pi} (\ln \eta + \gamma - \ln 2).$$

Откуда следует, что

$$\eta^* = e^{-\frac{\pi}{2}c + 0,1159}. \quad (12)$$

В области $1,09 \leq c < \infty$, $\eta_0 < \eta^* \leq 0,2$ с погрешностью меньшей 1% вычисление η^* удобно проводить по формуле (12).

При больших η_0 и η^* , используя асимптотические представления [9]

$$J_0(\eta) \sim M_0 \cos \theta_0; \quad N_0(\eta) \sim M_0 \sin \theta_0,$$

вместо (10) получаем приближённое уравнение

$$c \cos \theta_0 + \sin \theta_0 = 0, \quad (13)$$

в котором $\theta_0 \approx \eta - \frac{1}{8\eta} - \frac{\pi}{4}$.

Чтобы найти аналитическое решение уравнения (13) преобразуем его к виду

$$\operatorname{tg} \left(\eta - \frac{1}{8\eta} - \eta_0 \right) = \frac{c \cos \omega + \sin \omega}{c \sin \omega - \cos \omega},$$

где $\omega = \eta_0 - \frac{\pi}{4}$.

Далее получаем квадратное уравнение

$$\eta^2 - (\eta_0 + a)\eta - \frac{1}{8} = 0,$$

в котором

$$a = \operatorname{arctg} \frac{c \cos \omega + \sin \omega}{c \sin \omega - \cos \omega}.$$

В итоге приходим к формуле

$$\eta^* = \frac{\eta_0 + a}{2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{2(\eta_0 + a)^2}} \right), \quad (14)$$

погрешность которой меньше 1%, когда $3 \leq \eta_0 < \eta^*$.

При средних значениях η^* их можно определить с помощью специально составленной таблицы 1, в которой указаны значения $c = c(\eta^*)$, а затем уточнить по формуле (11).

Таблица 1 – Средние корни уравнения (10), которые находятся на промежутке $\eta^* \in [0,25; 2,28]$ и $\eta^* \in [2,5; 4]$

η^*	c	η^*	c	η^*	c	η^*	c
0,25	0,946	1,20	-0,340	2,14	-3,612	2,95	1,619
0,26	0,921	1,25	-0,400	2,16	-3,922	3,00	1,449
0,27	0,896	1,30	-0,462	2,18	-4,285	3,05	1,303
0,28	0,872	1,35	-0,527	2,20	-4,719	3,10	1,175
0,29	0,848	1,40	-0,596	2,22	-5,245	3,15	1,061
0,30	0,826	1,45	-0,700	2,24	-5,896	3,20	0,959
0,35	0,722	1,50	-0,747	2,26	-6,726	3,25	0,866
0,40	0,631	1,55	-0,831	2,28	-7,820	3,30	0,782
0,45	0,549	1,60	-0,923	2,50	10,294	3,35	0,703
0,50	0,474	1,65	-1,024	2,52	8,495	3,40	0,630
0,55	0,404	1,70	-1,136	2,54	7,227	3,45	0,562
0,60	0,338	1,75	-1,261	2,56	6,283	3,50	0,497
0,65	0,276	1,80	-1,404	2,58	5,554	3,55	0,436
0,70	0,216	1,85	-1,569	2,60	4,972	3,60	0,377
0,75	0,159	1,90	-1,763	2,62	4,498	3,65	0,320
0,80	0,103	1,95	-1,995	2,64	4,102	3,70	0,266
0,85	0,047	2,00	-2,280	2,66	3,768	3,75	0,212
0,90	-0,007	2,02	-2,413	2,68	3,482	3,80	0,160
0,95	-0,061	2,04	-2,560	2,70	3,233	3,85	0,190
1,00	-0,115	2,06	-2,723	2,75	2,733	3,90	0,058
1,05	-0,170	2,08	-2,905	2,80	2,356	3,95	0,008
1,10	-0,225	2,10	-3,111	2,85	2,059	4,00	-0,043
1,15	-0,282	2,12	-3,344	2,90	1,819		

В области средних значений при $\eta^* \approx 2,4048$ функция $c(\eta^*)$ имеет разрыв. Значение η^* в окрестности разрыва $\eta^* \in (2,28; 2,50)$ можно находить по приближённой формуле

$$\eta \approx 2,4048 + \frac{0,5099}{c \cdot 0,5191 - 0,1027}.$$

Для определения максимальной высоты полёта шара нужно вычислить интеграл

$$H = \int_0^{\eta^*} v(t) dt.$$

Учитывая, что $dt = \frac{2d\eta}{\lambda\eta}$, его преобразуем к виду

$$H = \frac{2}{\lambda} \int_{\eta_0}^{\eta^*} v(\eta) \frac{d\eta}{\eta} \quad (15)$$

и рассмотрим способы приближённого вычисления.

Выведем асимптотику $v(\eta)$ при малых η_0 и η . Используя то, что [9]

$$J_0(\eta) \sim 1; J_1(\eta) \sim \frac{\eta}{2}; Y_0(\eta) \sim \frac{2}{\pi} \left(\ln \frac{\eta}{2} + \gamma \right); Y_1(\eta) \sim -\frac{2}{\pi\eta},$$

с помощью выражений (8) и (9) получаем асимптотическое приближение

$$c = -\frac{v_0}{\pi g_1} - \frac{2}{\pi} \left(\ln \frac{\eta_0}{2} + \gamma \right);$$

$$v_a(\eta) = v_0 - 2g_1 \ln \frac{\eta}{\eta_0}. \quad (16)$$

Интеграл от $v_a(\eta)$ “берётся” в элементарных функциях. Поэтому разложим (15) на два слагаемых

$$H = \frac{2}{\lambda} \int_{\eta_0}^{\eta^*} v_a(\eta) \frac{d\eta}{\eta} + \frac{2}{\lambda} \int_{\eta_0}^{\eta^*} [v(\eta) - v_a(\eta)] \frac{d\eta}{\eta}.$$

Первый интеграл находим по формуле Ньютона – Лейбница

$$\int_{\eta_0}^{\eta^*} v_a(\eta) \frac{d\eta}{\eta} = (v_0 + 2g_1 \ln \eta_0) \ln \frac{\eta^*}{\eta_0} - g_1 (\ln^2 \eta^* - \ln^2 \eta_0).$$

Второй интеграл вычисляем приближённо по формуле Симпсона

$$\int_{\eta_0}^{\eta^*} [v(\eta) - v_a(\eta)] \frac{d\eta}{\eta} \approx \frac{\eta^* - \eta_0}{6} \left\{ \frac{8}{\eta_0 + \eta^*} \left[v\left(\frac{\eta_0 + \eta^*}{2}\right) - v_a\left(\frac{\eta_0 + \eta^*}{2}\right) \right] - \frac{1}{\eta^*} v_a(\eta^*) \right\}.$$

В результате получаем

$$H \approx \frac{2}{\lambda} \left[(v_0 + 2g_1 \ln \eta_0) \ln \frac{\eta^*}{\eta_0} - g_1 (\ln^2 \eta^* - \ln^2 \eta_0) \right] + \frac{\eta^* - \eta_0}{3\lambda} \times \left\{ \frac{8}{\eta_0 + \eta^*} \left[v\left(\frac{\eta_0 + \eta^*}{2}\right) - v_a\left(\frac{\eta_0 + \eta^*}{2}\right) \right] - \frac{1}{\eta^*} v_a(\eta^*) \right\}. \quad (17)$$

Таким образом, расчёт максимальной высоты полёта шара H сводится к вычислению корня уравнения (10) и скоростей по формулам (8) и (16).

Точность изложенного способа определения H ухудшается с увеличением значений η_0 и η^* . Поэтому дополним этот способ формулой приближённого определения H , предложенной в работе [7]. Согласно указанной публикации

$$H \approx \frac{1}{4k} \left\{ [q(3 + \lambda t^*) - r_0] \ln \left(1 + \frac{1}{\Omega} \right) + \frac{r_0 - q(1 + \lambda t^*)}{1 + \Omega} \right\}, \quad (18)$$

причём $\Omega = \frac{gq}{kv_0^2}$; $q = \frac{r_0}{\lambda t^*} [1 - e^{-\lambda t^*}]$.

Численные результаты и их анализ. Проведём расчёт при $r_0 = 10^{-3}$ м; $\lambda = 0,1$ с $^{-1}$; $k = 10^{-4}$ и различных v_0 , для определения t^* .

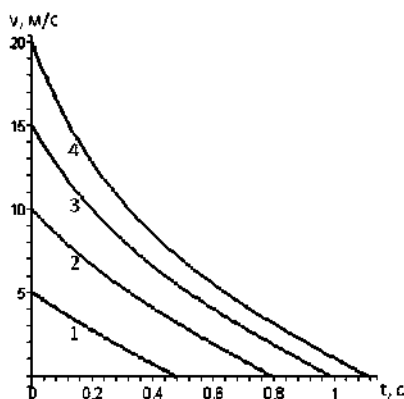


Рис. - Зависимость скорости от времени для разных v_0

На рис. цифрами 1, 2, 3, 4 отмечены, рассчитанные по формулам (8) и (9) кривые, соответствующие значениям $v_0 = 5; 10; 15; 20$ м/с.

При увеличении начальной скорости зависимость $v(t)$ времени приобретает нелинейный характер, это связано с большим влиянием аэродинамического сопротивления на процесс движения.

Проверим эффективность итерационной формулы (11), используя принятые выше исходные данные и $v_0 = 10$ м/с. Вычислив для них $\eta_0 = 19,809$, дальше по формуле (11) получаем: $\eta_1 = 20,819$, $\eta_2 = 20,608$, $\eta_3 = 20,612$, $\eta_4 = 20,612$. Проведя четыре итерации, с принятой точностью нашли искомое значение $\eta^* = 20,612$. По формуле (14), также, получаем $\eta^* = 20,612$, что подтверждает эффективность этой формулы в области больших η^* . Далее используя найденное η^* вычисляем время остановки тела $t^* = 0,79$. Анализируя поведение кривой 2 на рис., видим, что она пересекает ось абсцисс в точке $t \approx 0,79$, а значит предложенные методики определения t^* дают адекватные результаты.

Сравним величины H , полученные численным интегрированием квадратуры (15), со значениями, к которым приводят формулы (17) и (18). При этом сохраним указанные выше исходные данные. Результаты вычислений представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Максимальная высота вертикального полёта тела H , полученная для различных начальных скоростей тремя способами

m/c	v_0 ,	t^* , с	H , м		
			численное ин-тегрирование (15)	по фор-муле (17)	по фор-муле (18)
	5	0,472	1,134	1,134	1,134
	10	0,795	3,498	3,512	3,494
	15	0,990	5,912	5,990	5,899
	20	1,111	8,036	8,263	8,010

Результаты в табл. 2 свидетельствуют о хорошей точности предложенных формул (17) и (18), из которых формула (18) проще в использовании.

Результаты в таблице 3 показывают, что и при значительном изменении коэффициента аэродинамического сопротивления точность приближённых

формулы остаётся высокой. С увеличением коэффициента k уменьшается высота и время полёта шара вверх.

В целом расчёт максимальной высоты вертикального полёта частицы по изложенной методике связан с вычислением значений функций Бесселя, что удобно выполнять с помощью таблиц, имеющихся в [9,10,11] и другой литературе по специальным функциям.

Таблица 3 – Максимальная высота вертикального полёта тела H , полученная для различных k при $v_0 = 10$ м/с

$10^4 k$	$t^*, \text{с}$	$H, \text{м}$		
		численное интегрирование (15)	по формуле (17)	по формуле (18)
1,5	0,731	3,077	3,100	3,073
2	0,682	2,764	2,794	2,760
3	0,610	2,322	2,366	2,318

Выводы. Скорость вертикального движения сферического тела с экспоненциально убывающей массой выражается с помощью функций Бесселя. При использовании асимптотических значений цилиндрических функций расчёт максимальной высоты полёта сводится к замкнутым формулам.

Список литературы: 1. Кучеренко С.И., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М. Моделивання польоту крапель, які випаровуються при русі в газі. – Харків: Едена, 2006. – 203 с. 2. Кучеренко С.И., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М. Балістика крапель, які випаровуються при польоті. – Харків. 2007. – 304 с. 3. Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. Нижня оцінка дальності польоту іспаряючихся крапель распылених огнетушачих веществ // Науковий вісник будівництва. – Вип. 35. – Харків: ХДТУБА, – 2006. – С. 188 – 193. 4. Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. Нижня оцінка дальності польоту іспаряючоїся краплі огнетушачої рідини // Інженерно – фізичський журнал. – 2007, – Вип. 75, № 4. – С. 59 – 62. 5. Космодемьянский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2, 3-е изд., М.: Просвещение, 1966. – 398 с. 6. Циолковский К.Э. Собр. соч., т. II. АН СССР, – 1954. 7. Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. К расчёту максимальной высоты выброса капель, іспаряючихся при полёте // Коммунальное хозяйство городов. – Вип. 76. – К.: Техника, 2007. – С. 412 – 417. 8. Севериков В.В., Карпенко В.А., Севериков И.В. Автоматические быстродействующие системы пожарной защиты. – Севастополь: Сев ГТУ, 1996. – 260 с. 9. Абрамовиц А., Стиган И. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами). – М.: Наука, 1979. – 832 с. 10. Янке Е., Эмде Ф., Лёви Ф. Специальные функции. – М.: Наука, 1977. – 344 с. 11. Бейтмен Г., Эрдейи А. Высшие трансцендентные функции. – М.: Наука, 1974. – Т. 2. – 295 с.

Поступила в редакцию 23.04.08

В. Г. РАВЛЮК, ст. викл. (УкрДАЗТ, м. Харків)

НАПРЯМ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ РУХОМОГО СКЛАДУ

В данной статье рассматриваются требования, предъявляемые к вибродиагностированию узлов с подшипниками качения и зубчатых передач подвижного состава. Установлено, что разработка технологии вибродиагностирования является определяющим мероприятием в комплексной системе технологии текущего обслуживания и технического ремонта подвижного состава.

The demands to vibrodiagnostics of units with rolling bearings and gears of rolling stock are introduced in this paper. It was found out, that the development of technology of vibrodiagnostics is a decisive factor in complex system of technology of maintenance and technical repairing

Вступ. Підвищення якості обслуговування пасажирів і відправників вантажу, зростання доходів транспорту, створення робочих місць, розвиток інфраструктури є вкрай важливими завданнями, які характеризують роботу транспортної галузі.

Значну роль у забезпеченні ефективної експлуатації рухомого складу відіграють вузли із підшипниками кочення та зубчасті передачі текстропно-редукторно-карданних приводів (ТРКП) пасажирських вагонів. Забезпечення надійної експлуатації вузлів ТРКП є одним з головних завдань системи ремонту рухомого складу, їх відмови можуть призвести до негативних наслідків. Вузли ТРКП зазнають негативного впливу (осьові й радіальні навантаження, знакозмінні динамічні й ударні впливи, вібраційні навантаження, висока швидкість обертання, несприятливі кліматичні умови, що постійно змінюються). В зазначених умовах вузли повинні зберігати свої експлуатаційні параметри й властивості відповідно до вимог нормативно-технічної документації [1, 2], забезпечуючи високу надійність й працездатність.

1 Аналіз останніх публікацій. У низці випадків розвиток несправностей підшипникових вузлів та зубчастих передач супроводжується наростанням рівнів шуму, вібрації, підвищенням температури, однак дані ознаки свідчать про наявність вже досить розвиненої несправності і не дозволяють виявляти несправності, що зароджуються, тобто несуть оцінюючий, констатуючий характер. Тому своєчасне виявлення та запобігання розвитку несправностей підшипників кочення та зубчастих передач шляхом розробки технології вибродіагностування є визначальним заходом в комплексній системі технології поточного ремонту й технічного обслуговування рухомого складу. Методи й засоби вибродіагностування механічних вузлів локомотивів розроблялися в низці транспортних вузів колишнього СРСР (РІІЗТ, ХІІТ, ТашІІТ) [3 – 5]. Дослідження вібраційних характеристик буксових вузлів вантажних вагонів проведені в [6], однак питання визначення технічного стану елементів буксо-

вого вузла окрім радіального зазору за допомогою вібродіагностичних методів залишалися поза увагою.

Мега статті. Обґрунтування вимог, що висуваються до технології вібраційного діагностування вузлів із підшипниками кочення й зубчастих передач рухомого складу.

2 Напрямок досліджень вібродіагностування. Проведення періодичного демонтажу ТРКП для огляду й ревізії збільшує трудомісткість та вартість ремонту, час постою вагону, знижуючи його продуктивність. Отже, періодичний контроль за станом вузлів ТРКП слід проводити без демонтажу шляхом безрозбірного вібраційного діагностування. Віброакустичні методи дають змогу оцінювати стан обладнання за параметрами динамічних (віброакустичних) процесів, які відбуваються у вузлах ТРКП.

Розглянемо характерні несправності зубчастих передач та підшипникових вузлів приводів.

На рис. 1 наведені діаграми розподілу за видами відмов вузлів ТРКП

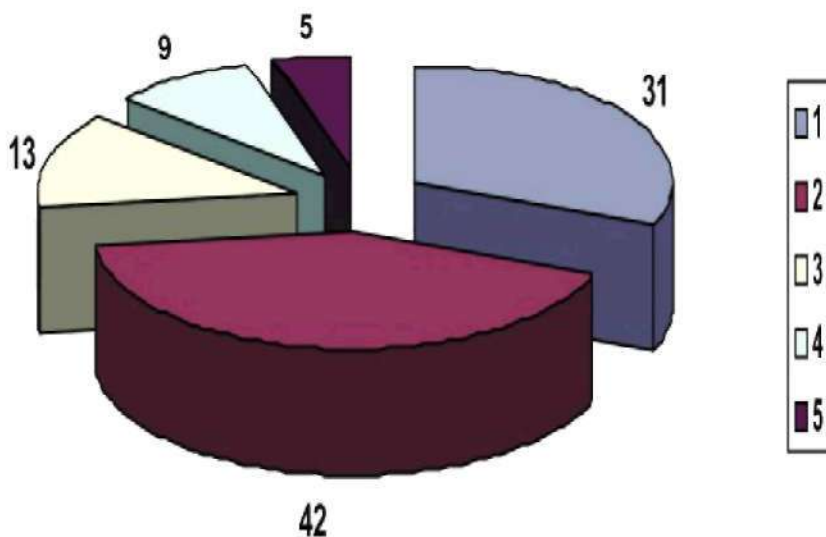


Рис. 1. Аналіз відмов вузлів ТРКП:

- 1) – відмови підшипникових вузлів;
- 2) – відмови зубчастої передачі;
- 3) – злам шківу;
- 4) – несправності приводного валу;
- 5) – несправності корпусу

З аналізу діаграми встановлено, що значна доля відмов припадає на зубчасту передачу та підшипникові вузли, відповідно зі сторони шківу валу зубчастого колеса та підшипникового вузла валу шестерні зі сторони карданного валу підвагонного генератора. Залежно від характеру виникнення та розвитку несправності підшипників класифікуються за таким способом [7]:

- втомлені несправності;
- корозійні несправності;
- несправності зношування та взаємодії;
- несправності монтажу.

На рис. 1.2 – 1.3 наведені діаграми розподілу несправностей підшипникових вузлів та зубчастої передачі ТРКП.

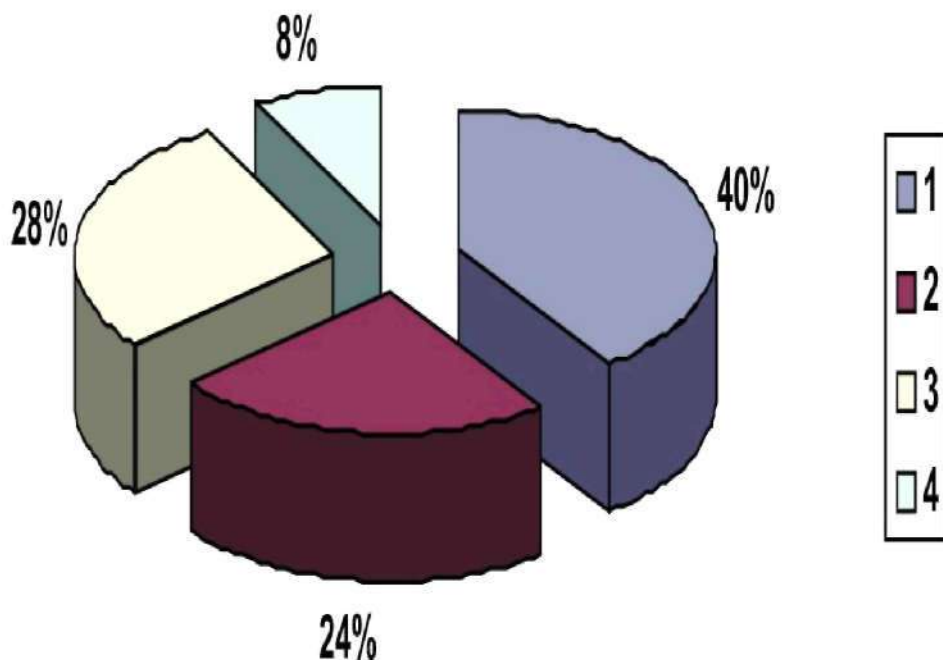


Рис. 1.2. Діаграма розподілу несправностей підшипникових вузлів ТРКП:

- 1) – втомлені несправності;
- 2) – несправності внаслідок зносу;
- 3) – корозійні несправності;
- 4) – несправності монтажу.

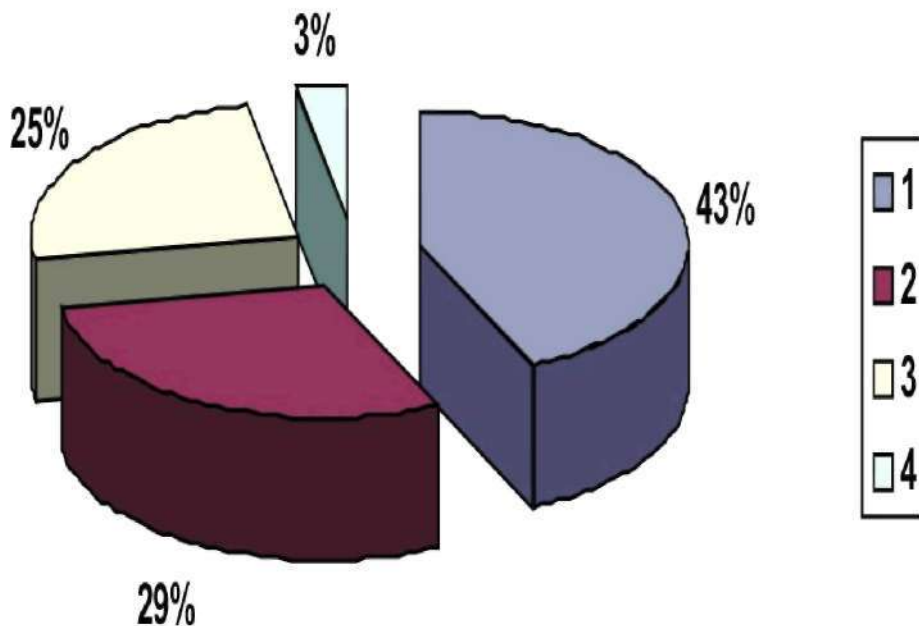


Рис. 1.3. Діаграма розподілу несправностей зубчастої передачі ТРКП:

- 1) – втомлені несправності;
- 2) – несправності внаслідок зносу;
- 3) – корозійні несправності;
- 4) – несправності монтажу.

Діаграми 1.2 – 1.3 свідчать, що значна частина несправностей припадає на втомлені несправності, тому що корозійні несправності, несправності зношування та монтажу, які виникають під час роботи вузла, призводять до виникнення втомлених руйнувань.

У більшості випадків руйнування зазначених вузлів відбувається після поступового розвитку несправності. Виявлення несправностей на ранній стадії розвитку, пильне спостереження за їхнім характером і фазою розвитку, достовірне прогнозування технічного стану підшипникових вузлів є завданням методів і засобів вібраційного діагностування.

До загальних вимог, що визначають основні технічні показники вібродіагностичних комплексів відноситься:

- достовірність діагностування за заявленими видами несправностей;
- висока чутливість до пошкоджень, які виникають;

– ергономічні характеристики вібровимірювального засобу (маса, зручність роботи та ін.);

– показники надійності роботи компонентів комплексу (безвідмовність, час напрацювання на відмову та ін.)

– показники працездатності програмного забезпечення (зручність інтерфейсу, можливість корегування й створення нових діагностичних методик, аналіз трендів за діагностичними параметрами й несправностями, аналіз історії пошкоджень та ін.).

Технологія вібродіагностування має враховувати й володіти:

– час, необхідний для проведення вимірювань й постановки діагнозу;

– повноту інформації, що видається для ремонтного персоналу;

– достатньо простою й точною методикою вимірювання, порівняно з іншими видами діагностування;

– широкі можливості автоматизованого аналізу результатів вимірювання [8].

Оптимізація вібраційного діагностування полягає в досягненні максимальної відповідності зазначеним перевагам і має охоплювати всі ключові моменти цієї технології, а саме:

– визначення граничних значень критеріїв за якими здійснюється градація несправностей;

– визначення переліку несправностей механічних вузлів, які необхідно діагностувати;

– розробку діагностичної моделі, яка відповідає вимогам діагностування механічних вузлів. Реалізація моделі має забезпечувати отримання інформації про ступінь небезпеки станів, які діагностуються, а також відомостей, необхідних для ремонтного персоналу;

– розробку діагностичного програмного забезпечення, яке на рівні інтерфейсу для користувачів має формалізувати процес діагностування та забезпечити можливість нарощування його функціональності.

– створення необхідних вібровимірювальних пристроїв, побудова на їхній основі системи збирання вібраційної інформації;

– дослідну експлуатацію методик і програмних модулів;

– проведення випробовувань, що передбачають оцінку достовірності за заявленим переліком несправностей з урахуванням статистичних даних дослідної експлуатації.

– розробку технологічних інструкцій щодо діагностування й створення експлуатаційної документації на діагностичні засоби [9].

Розроблена за таким способом технологія вібродіагностування безпосередньо впливає на оптимізацію системи обслуговування рухомого складу й одержання найбільшого ефекту від її застосування.

Нині, на кафедрі «Вагони» Української державної академії залізничного транспорту проводяться дослідження з розробки технології вібродіагностування вузлів із підшипниками кочення та зубчастими передачами з її подальшим впровадженням в технології технічного обслуговування й поточного ремонту рухомого складу.

Висновки. Своєчасне виявлення несправностей, що розвиваються або зароджуються шляхом впровадження технології вібродіагностування та вживання необхідних заходів дозволяє істотно знизити експлуатаційні витрати, знизити відсоток несправних вагонів, скоротити число непланових ремонтів.

В якості критерію оцінки, що характеризує ефективність технології вібродіагностування слід обирати достовірність діагностування за заявленим переліком несправностей, яка визначає співвідношення витрат на проведення діагностування та витрати від пропуску несправностей або надмірного бракування. Сукупні витрати від останніх мають бути меншими від витрат на впровадження діагностування.

Список літератури: 1. Вагон пассажирский некупейный типа ПН. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Транспорт, 1983 – 152 с. 2. Редукторно-карданные приводы подвагонных генераторов пассажирских ЦМВ. Руководство по заводскому ремонту Р 4674 РА. – М. 1975 – 430 с. 3. *Гюев З. Г.* Исследование по виброакустической диагностике тепловозного дизеля 2Д100: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Ростов-на-Дону, 1971. – 183 с. 4. *Погребняк А. В.* Совершенствование методики диагностирования подшипников тепловозных турбокомпрессоров по вибрационным характеристикам: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 – Днепропетровск, 1990 – 164 с. 5. *Тартаковский Э. Д., Изумицев Е. А., Погребняк А. В.* Вибродиагностика подшипников скольжения турбокомпрессоров с помощью кепстра // Сб. научных трудов. ХИИТ – Харьков, 1990. – 15 с. – Деп. ЦНИИТЭИ МПС, №5266. 6. *Нелюбов В. П.* Виброакустическая диагностика буксовых подшипников подвижного состава: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Ростов-на-Дону, 2003. – 231 с. 7. *Черменский О. Н., Федотов Н. Н.* Подшипники качения. Справочник-каталог.- М.: Машиностроение, 2003. – 575 с. 8. *Смирнов В. А., Сергеев А. А.* Вибродиагностика в действии. // Локомотив. – 2006. – №4. – С. 38 – 41. 9. *Ослев А. Т., Смирнов В. А.* Перспективы вибродиагностики. // Локомотив. – 2006. – №6. – С. 40 – 41.

Надійшла до редакції 26.06.08

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, **А.О. ОСТРОВЕРХ**, аспирант,
НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

**ОБ ИНВАРИАНТНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ БАЗИСНЫХ
МАТРИЦ ПЛАНЕТАРНЫХ РЯДОВ ПРИ АНАЛИЗЕ
КИНЕМАТИКИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Запропонована універсальна матрична методика розрахунку кінематики планетарних механізмів. Показано, що кінематичні матричні системи планетарних механізмів, не дивлячись на відмінність в записі з різними значеннями характерних параметрів сателітів, інваріантні по відношенню до вектора невідомих.

The universal matrix design procedure of kinematics of planetary mechanisms is offered. It is shown, that kinematics matrix systems of planetary mechanisms, despite of distinction in record with different values of characteristic parameters of satellites, invariance in relation to a vector of unknown persons.

Введение. Существует множество различных конструктивных схем планетарных рядов или трёхзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) используемых в трансмиссиях транспортных средств.

Анализ последних достижений. Возможные схемы простых планетарных рядов с одновенцовыми сателлитами и их обобщенная структурная схема показана на (рис. 1).

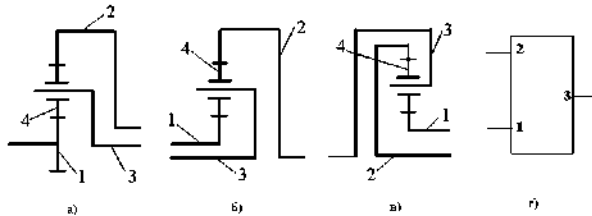


Рисунок 1 - Конструктивные схемы (а, б, в) и структурная схема (г) ТДМ с одновенцовыми сателлитами, внешним и внутренним зацеплением

Планетарные ряды с двухвенцовыми сателлитами могут иметь только внешние (рис. 2а), только внутренние (рис. 2б) или внешние и внутренние (рис. 2в) зацепления. Такие планетарные ряды, как и ТДМ любой конфигурации, описываются структурной схемой, показанной на (рис. 1г). Классический кинематический анализ планетарных механизмов изложен в трудах [1-3]. Попытка введения характерных параметров, учитывающих вид зубчатых зацеплений и универсализация расчета кинематики планетарных механизмов, включая относительные скорости сателлитов, была предпринята в работах [5,6].

По мнению авторов на основании указанных работ целесообразно построить универсальную и эффективную методику автоматизированного ана-

лиза кинематики сколь угодно сложных планетарных механизмов трансмиссий современных транспортных средств.

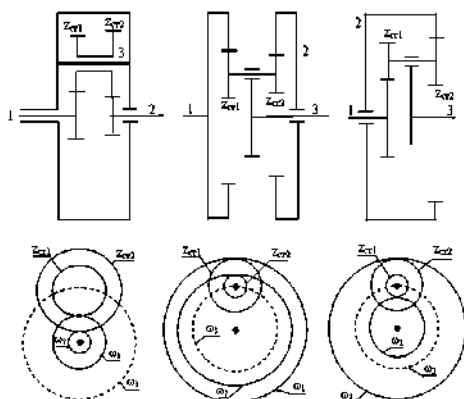


Рисунок 2 - Конструктивные схемы ТПМ с двухвенцовыми сателлитами

Цель работы. 1) Построение универсальной матричной методики расчета кинематики планетарных механизмов на основе введения характерных параметров, учитывающих вид зубчатых зацеплений. 2) Представление инвариантности кинематических матричных систем планетарных механизмов, не смотря на отличие в записи с разными значениями указанных характерных параметров, по отношению к вектору неизвестных.

Универсализация математической модели кинематики планетарных механизмов. На основании уравнения Виллиса [1-3] для трёхзвенного дифференциального механизма (ТПМ), имеющего в общем случае двухвенцовые сателлиты имеем:

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k = \pm \frac{z_{cr1} \cdot z_2}{z_{cr2} \cdot z_1}, \quad (1) \quad \frac{\omega_{cr} - \omega_3}{\omega_1 - \omega_3} = \pm \frac{z_1}{z_{cr1}} = S_1, \quad (2)$$

$$\frac{\omega_{cr} - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \pm \frac{z_2}{z_{cr2}} = S_2, \quad (3) \quad k = \pm \frac{z_{cr1} \cdot z_2}{z_{cr2} \cdot z_1} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (4)$$

где индексы "1", "2", "3", "cr" относятся соответственно к абсолютным угловым скоростям ω солнечной (1), коронной (2) шестерен, водила (3) и сателлитов (cr); z_1 , z_2 и z_{cr1} , z_{cr2} - числа зубьев на соответствующих шестернях; k - внутреннее передаточное отношение планетарного ряда ($k < 0$, если ТПМ имеет только внешнее и внутреннее зацепления и $k > 0$ - в случае только внутренних или только внешних зацеплений [1-3]); z_{cr1} и z_{cr2} - числа зубьев в общем случае двухвенцовых сателлитов, входящих в контакт с солнечной (z_{cr1}) и коронной (z_{cr2}) шестернями; z_{cr} - число зубьев в случае одновенцовых сателлитов, S_1 , S_2 - характерные параметры сателлитов, которые имеют физический смысл

передаточных отношений зубчатых зацеплений. Знак при k автоматически определяется знаками характерных параметров сателлитов S_1 и S_2 следующим образом: $S_{1,2} < 0$, если венец сателлита имеет внутреннее зацепление с солнечной или коронной шестернями и $S_{1,2} > 0$ - в случае только внешних зацеплений.

В случае одновенцовых сателлитов в планетарном ряду формально $z_{ct1} = z_{ct2} = z_{ct}$, тогда уравнения (1) - (4) имеют вид:

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k = \pm \frac{z_2}{z_1}, \quad (5) \quad \frac{\omega_{ct} - \omega_3}{\omega_1 - \omega_3} = \pm \frac{z_1}{z_{ct}} = S_1, \quad (6)$$

$$\frac{\omega_{ct} - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \pm \frac{z_2}{z_{ct}} = S_2, \quad (7) \quad k = \pm \frac{z_2}{z_1} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (8)$$

Легко убедиться, что любое из уравнений (1)-(4) или (5)-(8) есть тождественное следствие трех других уравнений, что в итоге приводит к инвариантности кинематических базисных матриц ТПМ.

Основное кинематическое уравнение планетарного ряда и относительная угловая скорость сателлита ω_s в его относительном движении вокруг водила на основании формул (4)-(6) с учетом введенной выше аксиоматики для знаков характерных параметров S_1 и S_2 по виду зацепления (внешнего - «+» или внутреннего - «-») записываются в виде:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \quad (9)$$

$$\omega_s = \omega_{ct} - \omega_3 = -S_1\omega_1 + S_1\omega_3; \quad (10)$$

$$\omega_s = \omega_{ct} - \omega_3 = -S_2\omega_2 + S_2\omega_3. \quad (11)$$

Особенностью уравнений (10) (11) является то, что знак их правой части изменен на противоположный по сравнению с рекомендациями трудов [1,3]. Как будет проиллюстрировано ниже введение в рассмотрение характерных параметров зубчатых зацеплений S_1 и S_2 с учетом их знаков от вида зацепления позволяет эффективно автоматизировать анализ кинематики сколь угодно сложных планетарных механизмов.

Кинематические базисные матричные уравнения ТПМ имеют вид:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ S_1 & 0 & -S_1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 & \omega_s \end{bmatrix}^T = 0 \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & S_2 & -S_2 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 & \omega_s \end{bmatrix}^T = 0 \quad (13)$$

Матрицы размером 2×4 в уравнениях (12) и (13) называются кинематическими базисными матрицами планетарного ряда или ТПМ [4,5].

Для наиболее распространенного и часто встречающегося в планетарных передачах, планетарного ряда с одновенцовым сателлитом соотношения

для числа зубьев солнца (z_1), короны (z_2) и сателлита (z_{cr}) через радиусы этих зубчатых колес r_1 (солнца), r_2 (короны) и модуль m зубчатого зацепления имеют вид:

$$z_1 = \frac{2r_1}{m}; \quad z_2 = \frac{2r_2}{m}; \quad r_2 - r_1 = z_{cr} \cdot m, \quad (14)$$

откуда с учетом (5) - (8)

$$z_{cr} = \frac{r_1}{m} \cdot (|k| - 1); \quad (15) \quad S_1 = \pm \frac{z_1}{z_{cr}} = \pm \frac{2}{|k| - 1}; \quad (16)$$

$$z_{cr} = \frac{r_2}{m} \cdot \frac{|k| - 1}{|k|}; \quad (17) \quad S_2 = \pm \frac{z_2}{z_{cr}} = \pm \frac{2|k|}{|k| - 1}. \quad (18)$$

Кинематические базисные матрицы ТПМ из уравнений (12) и (13) с учетом соотношений (16), (18) удобно представить в виде:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ \pm \frac{2}{|k|-1} & 0 & \mp \frac{2}{|k|-1} & 1 \end{bmatrix}, \quad (19) \quad \begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & \pm \frac{2|k|}{|k|-1} & \mp \frac{2|k|}{|k|-1} & 1 \end{bmatrix}. \quad (20)$$

Для трёхзвенных дифференциальных механизмов, имеющих в общем случае двухвенцовые сателлиты на основании соотношений (1)-(4) имеем

$$S_1 = \pm \frac{z_2}{k \cdot z_{cr2}}, \quad (21) \quad S_2 = \pm \frac{z_1 \cdot k}{z_{cr1}}. \quad (22)$$

Кинематические базисные матрицы для ТПМ с двухвенцовыми сателлитами из уравнений (12) и (13) с учетом соотношений (21), (22) представляются в виде:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ \pm \frac{z_2}{k \cdot z_{cr2}} & 0 & \mp \frac{z_2}{k \cdot z_{cr2}} & -1 \end{bmatrix}, \quad (23) \quad \begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & \pm \frac{z_1 \cdot k}{z_{cr1}} & \mp \frac{z_1 \cdot k}{z_{cr1}} & 1 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

Проиллюстрируем важное свойство инвариантности кинематических базисных матриц (12), (13); (19), (20) и (23), (24) планетарных рядов при анализе кинематики трансмиссий транспортных средств. При этом методология использования кинематических базисных матриц ТПМ распространяется, как было сказано выше на сколь угодно сложные планетарные механизмы или их части с учетом указанной инвариантности. Покажем это на примере матричного моделирования кинематики механической передачи планетарного типа с усложненной архитектурой планетарных рядов. На рис. 3 один венец двухвенцового сателлита с числом зубьев 18 является сателлитом первого планетарного ряда, а второй венец этого са-

теллита с числом зубьев 15 – сателлитом второго планетарного ряда. Формально оба указанных сателлита и оба планетарных ряда имеют общее водило. Первые индексы «1» и «2» при угловых скоростях звеньев относятся к номеру планетарного ряда (считая слева направо), а вторые индексы определяют собственно звено планетарного ряда.

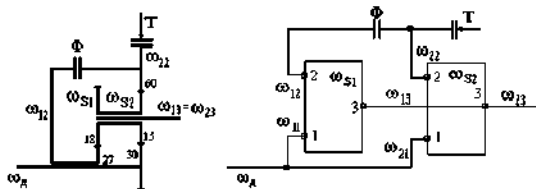


Рисунок 3 - Схема планетарного механизма
а) кинематическая схема; б) структурная схема

Для рассматриваемого планетарного механизма с учетом формул (1)–(4) с конкретным числом зубьев шестерен и видом зубчатых зацеплений (все внешние, кроме одного внутреннего - короны второго планетарного ряда и венца сателлита с числом зубьев 15). $S_{11} = +30/15 = 2$; $S_{12} = +27/18 = 1,5$; $k_1 = S_{12}/S_{11} = (27/30) \cdot (15/18) = +0,75$; $S_{21} = +30/15 = 2$; $S_{22} = -60/15 = -4$; $k_2 = S_{22}/S_{21} = -4/2 = -2$ (здесь первый индекс относится к номеру планетарного ряда). Очевидно, что $\omega_{11} = \omega_{12} = \omega_d$, $\omega_{13} = \omega_{23}$ (общее водило).

Рассмотрим описание кинематики данного механизма вначале при выключенном фрикционе ($\Phi=0$) и включенном тормозе ($T=1$).

Кинематический подготовительный шаблон (25) с использованием кинематической базисной матрицы, например в форме (13), имеет вид:

ω_d	ω_{22}	ω_{12}	ω_{21}	ω_{23}	ω_{S1}	ω_{S2}
0	T	0	0	0	0	0
0	Φ	Φ	0	0	0	0
-1	0	0	1	0	0	0
0	0	$-k_1$	1	k_1-1	0	0
0	0	S_{12}	0	$-S_{12}$	1	0
0	$-k_2$	0	1	k_2-1	0	0
0	S_{22}	0	0	$-S_{22}$	0	1

(25)

При задании ω_d , например $\omega_d = 100$ рад/с, для включенного тормоза T ($T=1$) и выключенного фрикциона Φ ($\Phi=0$ и вторая строка в шаблоне исключается как нулевая) имеем замкнутую кинематическую матричную систему размером 6х6:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & S_{12} & 0 & -S_{12} & 1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 - 1 & 0 & 0 \\ S_{22} & 0 & 0 & -S_{22} & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{22} \\ \omega_{12} \\ \omega_{21} \\ \omega_{23} \\ \omega_{s1} \\ \omega_{s2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 100 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Решение этой системы в среде MathCAD иллюстрируются ниже:

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & S_{12} & 0 & -S_{12} & 1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 - 1 & 0 & 0 \\ S_{22} & 0 & 0 & -S_{22} & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ \omega_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{lsolve}(A, B) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122.222 \\ 100 \\ 33.333 \\ -133.333 \\ -133.333 \end{pmatrix} \quad (27)$$

Очевидно $\omega_{22}=0$ из-за блокировки звена тормозом Т; $\omega_{12}=+122.222$ рад/с – угловая скорость свободного звена при разомкнутом фрикционе ($\Phi=0$), совпадающая по направлению вращения с угловой скоростью центрального звена $\omega_d=+100$ рад/с; $\omega_{21}=\omega_d=+100$ рад/с; $\omega_{23}=+33.333$ рад/с – угловая скорость общего водила, совпадающая с направлением ω_d ; $\omega_{s1}=\omega_{s2}=-133.333$ рад/с – относительные скорости сателлитов относительно их общего водила, направленные в сторону противоположную ω_d .

Использование кинематической базисной матрицы, в форме (12) приводит к матричной системе, решение которой в среде MathCAD в точности совпадает с решением (27):

$$Q = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{11} & -S_{11} & 1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{21} & -S_{21} & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad G = \begin{pmatrix} 0 \\ \omega_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{lsolve}(Q, G) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122.222 \\ 100 \\ 33.333 \\ -133.333 \\ -133.333 \end{pmatrix}$$

Как видно, матричные системы (12) и (13), несмотря на различие в записи с разными значениями характерных параметров сателлитов S_{12} и S_{22} , абсолютно инвариантны по отношению к вектору неизвестных. То же решение дают кинематические базисные матрицы в виде (19) и (20) для однозвеновых сателлитов и матрицы в виде (23) и (24) для двухзвеновых сателлитов. Для рассматриваемого планетарного механизма характерные параметры зубчатых зацеплений S_1 и S_2 могут быть вычислены через внутренние передаточные отношения планетарных рядов k_1 и k_2 . Для первого планетарного ряда с двухзвеновым сателлитом и только внешними зацеплениями по формулам (21), (22) имеем соответственно

$S_{11}=+27/(0,75 \cdot 18)=2$; $S_{12}=(30-0,75)/15=1,5$ (очевидно $k_1 = S_{12} / S_{11} = +0,75$).
 Для второго планетарного ряда с одновенцовым спутником внешним и внутренними зацеплениями по формулам (16),(18) имеем соответственно $S_{21} = +2/([-2] - 1) = 2$; $S_{22} = -2 \cdot (-2)/([-2] - 1) = -4$; (очевидно $k_2 = S_{22}/S_{21} = -4/2 = -2$).
 Ниже проиллюстрирована инвариантность кинематических базисных матриц (19) и (20) для одновенцовых спутников и матриц (23) и (24) для двухвенцовых спутников в общей кинематической системе данного планетарного механизма фрагментом программы в среде MathCAD:

$$\begin{aligned}
 & S_{11} = \frac{z_2}{k_1 \cdot z_{st2}} \qquad S_{11} = 2 \\
 & R = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & S_{11} & -S_{11} & 1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & S_{21} & -S_{21} & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad G = \begin{pmatrix} 0 \\ w_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Isolve}(R, G) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122,222 \\ 100 \\ 33,333 \\ -133,333 \\ -133,333 \end{pmatrix} \\
 & S_{12} = \frac{z_1 \cdot k_1}{z_{st1}} \qquad S_{12} = 1,5 \\
 & F = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 & -1 & 0 \\ 0 & S_{12} & 0 & -S_{12} & 1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 & -1 & 0 \\ S_{22} & 0 & 0 & -S_{22} & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad G = \begin{pmatrix} 0 \\ w_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Isolve}(F, G) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122,222 \\ 100 \\ 33,333 \\ -133,333 \\ -133,333 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Следует отметить, что используя рекомендации труда [1] при записи уравнений (2), (3), относительные скорости спутников относительно водила получаются равными +133.333 рад/с, то есть отличаются знаком от нашего решения и не дают истинного направления вращательного движения спутников по отношению к направлению вращения центрального звена с угловой скоростью $\omega_d = +100$ рад/с. А на основании работы [4] относительные скорости спутников относительно водила равны 533 рад/с., что также не соответствует действительности. Первое замечание иллюстрируется фрагментом программы, который для одного и того же спутника получаются разные относительные скорости относительно водила (см. вектора – результаты Isolve(Q,G) Isolve(A,B)).

$$S_{11} = \frac{-z_1}{z_{s11}} \quad S_{12} = \frac{z_2}{z_{s12}} \quad S_{21} = \frac{-z_1}{z_{s21}} \quad S_{22} = \frac{z_2}{z_{s22}} \quad k_2 = \frac{S_{22}}{S_{21}}$$

$$S_{11} = -2 \quad S_{12} = 1.5 \quad k_1 = 0,75 \quad S_{21} = -2 \quad S_{22} = 4 \quad k_2 = -2$$

$$Q = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{11} & -S_{11} & -1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{21} & -S_{21} & 0 & -1 \end{pmatrix} \quad G = \begin{pmatrix} 0 \\ w_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & 1 & k_1 - 1 & 0 & 0 \\ 0 & S_{11} & 0 & -S_{11} & -1 & 0 \\ -k_2 & 0 & 1 & k_2 - 1 & 0 & 0 \\ S_{22} & 0 & 0 & -S_{22} & 0 & -1 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ w_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{Isolv}(Q, G) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122,222 \\ 100 \\ 33,333 \\ -133,333 \\ -133,333 \end{pmatrix} \quad \text{Isolv}(A, B) = \begin{pmatrix} 0 \\ 122,222 \\ 100 \\ 33,333 \\ 133,333 \\ -133,333 \end{pmatrix}$$

Т.е. используемые матричные системы, построенные на основе рекомендаций работ [1] не инвариантны по отношению к вектору неизвестных, что может привести в расчетной практике к появлению ошибок.

Выводы. 1. Целесообразно определить внутреннее передаточное отношение планетарного ряда «к» как отношение характерных параметров зубчатых зацеплений ($k = S_2/S_1$), где S_1 и S_2 определяются по формулам (2) и (3) и считаются положительными если зацепление внешнее и отрицательными - если внутреннее. Знак «к» при этом определяется автоматически. 2. Показано, что кинематические матричные системы планетарных механизмов, несмотря на различие в записи с разными значениями характерных параметров сателлитов, инвариантны по отношению к вектору неизвестных. 3. Предложенная методика является универсальной, эффективной и проверена на многочисленных примерах, что позволяет автоматизировать анализ кинематики ступенчатых механических и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий транспортных средств.

Список литературы: 1. Планетарные передачи. Справочник /Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. –Л.: Машиностроение, 1977.–536 с. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – М.: Машиностроение, 1966. – 307 с. 3. Красеньков В.И., Вайсц А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. –272с. 4. Цитович И.С., Альгин В.Б., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 224 с. 5. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида //Системотехника автомобильного транспорта.– Харьков: ХГАДГУ, 1999.– С.61-68. 6. 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.

Поступила в редколлегию 07.11.08

А.Н. СЕРГИЕНКО, В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук,
Н.Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

АНАЛИЗ РАБОТ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ АВТОМОБИЛЯ

У статті представлений аналіз результатів досліджень, спрямованих на зниження витрати палива й поліпшення динамічних якостей автомобіля шляхом раціонального використання потужності двигуна й кінетичної енергії мас автомобіля. Оцінні порівняння показують можливість зниження витрати палива й поліпшення екологічних показників автомобіля.

In a paper are introduced the analysis of results of the probes directed on drop of a fuel consumption and improvement of dynamic qualities of the automobile by intelligent use of an engine power and kinetic energy of masses of the automobile. Estimated comparisons show an opportunity of drop of a fuel consumption and improvement of ecological indexes of the automobile.

Введение. Высокая стоимость и ограниченные запасы энергоресурсов требуют постоянной работы по совершенствованию конструкции и повышению эффективности использования энергии автомобилей, так как автомобильный транспорт является одним из основных потребителей энергоносителей [1,2].

Загрязнение атмосферного воздуха вредными выхлопами автомобилей приобрело сегодня характер экологической катастрофы. Поэтому сейчас необходимо безотлагательно приступить к разработке и внедрению новых технических решений, направленных на рациональное использование автомобилями энергии и автомобильного транспорта. Сегодня проблемы экологии и экономии энергоресурсов являются актуальными не только для Украины, но и для большинства стран мира.

Цель статьи – выполнить анализ направлений развития конструкций автомобилей и исследований по повышению эффективности использования энергии автомобиля.

Повышение эффективности использования энергии автомобиля. Повышение технико-экономических показателей автомобиля неразрывно связано с его экологической безопасностью. Основным загрязнителем окружающей среды в автомобильном транспорте является автомобильный двигатель внутреннего сгорания. Улучшение его показателей – уменьшение расхода топлива и уменьшение токсичности выхлопа, постоянно ведется в направлении конструктивных усовершенствований и доработок двигателя. Уже всем стало понятно, что без эффективных способов управления двигателем положительных результатов достичь практически невозможно. Поэтому ряд работ направлено на более детальное изучение физических процессов, которые происходят в двигателе, и создание электрически управляемых исполнительных устройств по командам микропроцессорных систем. Задачей стано-

вится оптимальное управление каждым рабочим циклом двигателя внутреннего сгорания [2].

Одними из последних конструктивными усовершенствованиями двигателя являются: изменяемая в зависимости от нагрузки степень сжатия, управляемая величина хода открытия клапанов газораспределительного механизма, управление режимами впрыска топлива, повышение давления впрыска топлива, применение топливных аккумуляторов, применение двухступенчатого турбонаддува и др. Эти изменения направлены на повышение эффективности ДВС за счет улучшения показателей использования энергии топлива. [3]

Совершенствование качества управления рабочим процессом двигателя находится в постоянном противоречии с необходимостью уменьшать стоимость системы управления. Эти противоречия носят глобальный характер и проявляются при выборе датчиков и исполнительных устройств и характеристик алгоритмов обработки информации в системе управления рабочим процессом.

Уровень конструкции, технологии и качество изготовления автомобиля, двигателя, датчиков и исполнительных устройств системы управления, определяют требования к алгоритму управления. Алгоритмы управления позволяют анализировать реальное состояние двигателя и в соответствии с результатами анализа корректировать регулировки рабочего процесса, а, следовательно, и показатели автомобиля [2].

Успехи, достигнутые в создании алгоритмов, реализующих по цикловое управления рабочим процессом, практически исчерпали резервы снижения токсичности отработавших газов автомобиля с системами управления рабочим процессом, обеспечивающих выполнения норм ЕВРО. Ужесточение требований к токсичности выбросов автомобилей, как на момент их производства, так и при эксплуатации потребовало изменение основных направлений развития систем управления рабочим процессом двигателя:

- 1) разработка и реализация мероприятий направленных дальнейшее снижение расхода топлива и токсичности выбросов нового автомобиля;
- 2) контроль состояния устройств снижающих расход и токсичность выбросов в процессе эксплуатации автомобиля (бортовая диагностика OBD II).

Сегодня в автомобиле используется специально разработанная динамическая регенеративная система торможения. Суть ее работы состоит в том, что она управляет тормозной системой автомобиля, исходя из необходимой степени заряда батареи. Это позволяет достичь определенного уровня регенерации энергии при торможении, одновременно добиваясь нужного торможения, соответствующего воздействию на педаль тормоза.

Одной из схем, которую планируют использовать в ближайшее время на автомобилях Формулы 1, является вариант KERS (Kinetic Energy Recovery Systems) [3,4] привода к колесам с параллельным подключением к трансмиссии генератора-электродвигателя, включенного в цепь с литий-ионной аккумуля-

муляторной батареей. Такая схема (рис.) позволяет в большей степени использовать рекуперацию кинетической энергии автомобиля при торможении и движении на спусках, заряжая батарею, и существенно улучшить динамику автомобиля, так как параллельно с двигателем или отдельно возможно использовать электродвигатель колес.

Экономия энергии необходима и при затратах энергии в приводах вспомогательного оборудования. Кондиционер оснащен компрессором, который может приводиться в движение, как двигателем, так и электромотором. Когда двигатель находится в режиме "Idle Stop" компрессор приводится в движение электромотором; если требуется быстрое охлаждение, он приводится в дви-

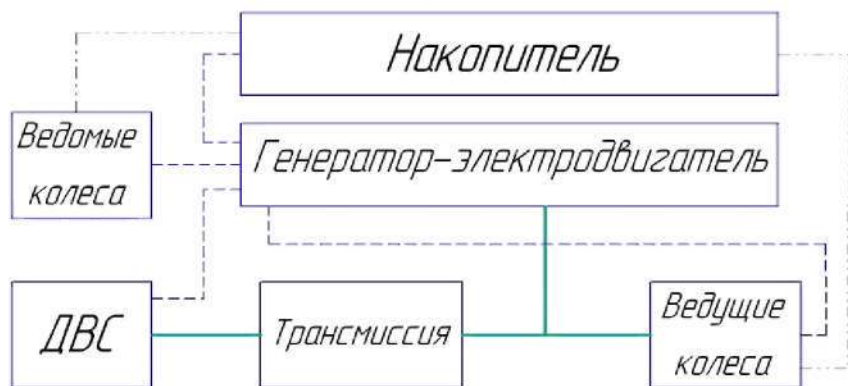


Рисунок – Структурная схема энерго-силовой установки автомобиля

жение совместно и двигателем и электромотором. А в случае, если температура в салоне стабильна, работает только двигатель, позволяя улучшить как комфорт, так и экономию топлива.

Сегодня в энергию движения на практике превращается всего от 25 до 30% энергии, содержащейся в топливе. Большая часть переходит в тепло, которое используется далеко не полностью. Кроме того, постоянно растет доля мощности двигателя, отбираемая для выработки электроэнергии для бортовой сети. Поэтому все большее значение приобретает целенаправленное управление потоками энергии в автомобиле. Одной из первых компаний разработала интеллектуальную систему регулирования работы генератора – BMW. Это создало предпосылки для более эффективного получения и более широкого использования электроэнергии в автомобилях многих фирм [4].

Эффективная динамика достигается не только благодаря максимально эффективному сгоранию топлива. Только изучение всех потоков энергии и их взаимного влияния может привести к новым решениям. Между импульсом зажигания и передачей усилия на дорогу в современных автомобилях протекает значительно больше процессов, чем одно лишь сгорание топлива в дви-

гателе. В результате этого выделяется тепло, которое в виде отработавших газов используется для турбоагнетателей, повышающих мощность двигателя, и через теплообменники от охлаждающей жидкости подается для отопления салона, но остальная энергия пропадает. Также тепло используется для получения механической энергии, получаемой с помощью малогабаритной паровой турбины. Кроме того, современные автомобили потребляют больше электроэнергии, которая – также в результате сгорания топлива – получается, накапливается и используется с помощью генератора и аккумуляторной батареи. Рост потребления электроэнергии является результатом увеличения количества функций комфорта, а также внедрения все новых компонентов систем безопасности и управления динамикой, таких как система регулирования узлов ходовой части, активное рулевое управление, система управления двигателем, ABS, EBD, DSC, ESP и др.

Управление энергией преследует две цели. Во-первых, общее потребление электроэнергии необходимо ограничить без снижения функциональных возможностей. Во-вторых, целенаправленное управление преобразованием энергии, содержащейся в топливе, в электрический ток должно свести к минимуму потери в общем балансе энергии. В современных моделях BMW уже созданы важные предпосылки для реализации обеих задач. Интеллектуальное управление энергией уже сегодня осуществляется на серийных моделях. Так, новые электрические водяные насосы рядных шестицилиндровых двигателей BMW работают в зависимости от потребности в охлаждении. Это значит, что с максимальной мощностью они работают только при высоких и максимальных скоростях и нагрузке. Сразу после запуска насос не включается. В результате ускоряется прогрев двигателя. Поскольку водяной насос имеет электропривод и не связан с двигателем, он не отбирает у силового агрегата энергии. В целом такой принцип работы позволяет экономить около 2 % топлива по результатам европейского теста на допуск к эксплуатации.

Развитие конструкции приборов световой индикации направлено на снижение потребления ими электроэнергии, повышения функциональных показателей и надежности. Примером может служить – применение светодиодных устройств.

Фирма BMW разработала систему управления энергией, которая постепенно внедряется на модельных рядах и обеспечивает постоянный контроль состояния аккумуляторной батареи. Датчик АКБ гарантирует, что заряда батареи в любой момент достаточно для нового запуска двигателя. Система своевременно предотвращает перегрузку электропитания и, как следствие, разряд батареи. С этой целью благодаря четко определенным приоритетам управления сокращается подача электроэнергии для функций, предназначенных исключительно для повышения комфорта, например, подогрев сидений и кондиционирование воздуха, в результате подается достаточно электроэнергии для функций, важных с точки зрения безопасности, и обеспечивается ре-

зерв для следующего запуска двигателя. Управляемая выработка электроэнергии предотвращает потери энергии.

Реальность уже сегодня: интеллектуальное управление энергией. В будущем система управления будет также выбирать момент времени для преобразования энергии в электрический ток в целях достижения максимально возможной эффективности. Ее центральным элементом является интеллектуальное регулирование генератора, которое координирует управление энергией в зависимости от режима движения. Это решение включает в себя регенерацию энергии торможения и ее использование в виде электроэнергии в обычной бортовой сети. Регулирование генератора основывается на элементах управления бортовой сетью, которые, как и датчик состояния АКБ, уже проверены на практике и предлагаются на всех моделях [5].

До сих пор выработка электроэнергии постоянна во всех режимах движения. Генератор имеет постоянный ременный привод от коленчатого вала. В будущем этот процесс будет происходить только тогда, когда мощность двигателя не запрашивается, то есть в режимах принудительного холостого хода и торможения. Таким образом, например, при ускорении основная часть энергии топлива идет на преобразование в кинетическую энергию автомобиля. В это время снабжение электроэнергией бортовой сети полностью берет на себя аккумуляторная батарея. Генератор снова включается только при переходе двигателя в режим принудительного холостого хода или при недостаточном заряде батареи.

Регенерация энергии торможения: тормозная система становится источником энергии. Целью разработки является генерирование электроэнергии без использования мощности двигателя и, следовательно, без расхода энергии топлива. Недорогая в этом смысле электроэнергия вырабатывается не только в режиме принудительного холостого хода генератором, но и при торможении в результате так называемой рекуперации высвобождаемой при этом энергии. Так, энергия, до сих пор пропадавшая в виде тепла, выделявшегося на тормозных дисках, также будет подаваться в бортовую сеть автомобиля. Тем самым значительно снижается необходимость генерирования электрического тока в режиме тяги двигателя. Непосредственное преобразование топлива в электроэнергию будет происходить только в исключительных случаях. В результате интеллектуального регулирования генератора и регенерации энергии торможения заметно повышается эффективность двигателя и экономичность автомобиля.

Важным условием для управления энергией в зависимости от режима движения является целенаправленное регулирование степени зарядки аккумуляторной батареи. В режиме тяги двигателя в зависимости от условий окружающей среды она заряжается лишь примерно до 80 % емкости. При этом в любом случае обеспечивается достаточный резерв для расхода электроэнергии на неподвижном автомобиле и для запуска. Степень зарядки, превышающая это значение, достигается только во время благоприятных с точки

зрения выработки энергии режимов принудительного холостого хода и торможения. Полученную в результате энергию можно затем использовать и во время работы двигателя в режиме тяги без включения генератора. Поскольку целенаправленное регулирование повышает число циклов заряда/разряда, интеллектуальную схему регулирования генератора компания BMW использует в сочетании с современными аккумуляторными батареями, выполненными по технологии AGM (Absorbent Glass Mat). Они рассчитаны на большую нагрузку, чем традиционные свинцово-кислотные батареи. В батареях типа AGM электролит абсорбирован в сепараторе из микростекловолокна между свинцовыми пластинами. Они в течение длительного времени сохраняют способность к накоплению энергии, в том числе при частом заряде/разряде.

При торможении возникает электрический ток, при нажатии педали акселератора – чистая динамика. Использование системы интеллектуального регулирования генератора с регенерацией энергии торможения на практике дает двойное преимущество. Во-первых, целенаправленное управление выработкой электроэнергии по результатам европейского теста на допуск к эксплуатации обеспечивает снижение расхода топлива примерно на 3%. Во-вторых, непосредственное преимущество в режимах тяги дает выключение генератора. При разгоне используется больший крутящий момент. Таким образом, интеллектуальное управление энергией способствуют повышению экономичности и эффективной динамики.

Такая система управления электроэнергией таит в себе значительный потенциал для повышения экономичности современных автомобилей. При этом необходимо минимизировать потери, повысить регенерацию энергии и разгрузить механический процесс так, чтобы максимальная часть потенциальной энергии топлива превращалась в энергию движения. Каждая мера в отдельности способна существенно сократить расход топлива. Кроме того, сочетание этих мер повышает динамичность. Поэтому общая концепция управления энергией, которой придерживается компания BMW, позволяет надеяться, что будущие поколения автомобилей достигнут весьма значительного прогресса в области эффективной динамики. Интеллектуальная система регулирования генератора с регенерацией энергии торможения к тому же можно применять на всех автомобилях.

Сегодня вновь приобрела актуальность система «стоп-старт», которая отключает двигатель, когда автомобиль стоит в пробке или на светофоре.

Для автомобилей с гибридной силовой установкой декларируется беспрецедентное снижение расхода топлива. Однако гибридная силовая установка пока еще существенно проигрывает дизелю при работе на больших переломках. Также следует отметить, что при эксплуатации автомобиля при низких температурах – под минус тридцать, для обогрева салона требуется тепло ДВС.

В процессе движения автомобиля колеса и кузов автомобиля совершают вертикальные и угловые колебания, которые гасятся амортизаторами. Меха-

ническая энергия колебаний превращается в тепловую и передается в окружающую среду, что приводит к нерациональному использованию энергии автомобиля. Следует рекуперировать энергию колебательных масс [6].

В качестве накопителя энергии многие производители используют аккумуляторные батареи. Однако на сегодня становится актуальным – применение механического накопителя энергии – супермаховика [7].

При установке накопителя энергии на автомобиль возникает проблема обеспечения безопасности водителя и пассажиров. Так в электрическом накопителе энергии напряжение достигает порядка 300 В, а в механическом – разгоняют маховик до таких скоростей, при которых прочность обычной конструкции может быть не достаточной.

Движение автомобиля осуществляется в сложной дорожной обстановке, в транспортных потоках, формируемых большим количеством случайных факторов, изменяющихся как в пространстве, так и во времени. Под воздействием этих факторов так же случайным образом, меняются скорость движения, ускорение и траектория движущихся автомобилей. Непрерывное и случайное изменение положения органа управления двигателем, осуществляемое водителем в этих условиях при управлении автомобилем, а также непрерывное изменение нагрузки на двигатель, формируемой трансмиссией автомобиля, обуславливают нестационарные условия работы автомобильного двигателя и являются наиболее характерными и наиболее важными отличиями автомобильной энергетической установки от энергетических установок других транспортных средств.

Выводы. Повышение эффективности автомобиля возможно путем целенаправленного управления потоками энергии, которую получают его системы и агрегаты, с помощью интеллектуальной системы регулирования и регенерации энергии, соответствующим образом программируемой и настраиваемой. Современные конструкции накопителей и преобразователей энергии дают возможность их установки на автомобиле без существенных изменений конструкции базового автомобиля.

Список литературы: 1. За Рулем // М.: Изд. «За Рулем», 2007 – 2008. 2. Гиряев А. К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем. – М.: Стройиздат, 1997. – 161 с. 3. Сайт www.racecar-engineering.com. 4. Сайт фирм BMW и Volkswagen www.bmw.com и www.volkswagen.de. 5. Сайт фирмы Audi www.audi.com. 6. Сайт www.flybridsystems.com. 7. Сайт www.brakingtechnologies.com.

Поступила в редакцию 22.11.08

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д-р техн. наук,
Г.С. СУКОВ, генеральный директор,
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер, ЗАО НКМЗ

УСТРАНЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Виконано аналіз основних факторів зубів, що впливають на інтерференцію, у великій хвильовій передачі, розроблені методи усунення інтерференції зубів.

The assaying of major factors of teeth influencing an interference in large wave transmission is made, methods of elimination of an interference of teeth are developed.

Современные тенденции развития машиностроительного комплекса направлены на повышение технического уровня, производительности, конкурентных свойств выпускаемых машин. Единичные массы редукторов в тяжелом машиностроении достигли десятков и сотен тонн, став одним из сдерживающих факторов прогрессивного развития тяжёлой индустрии. Особую актуальность это приобретает при расширенной реконструкции производств, когда на существующих производственных площадях выстраиваются современные технологические процессы и соответствующее оборудование с более высокой установочной мощностью.

Для повышения нагрузочной способности используют многопоточные силовые кинематические схемы, в т.ч. с гибкими звеньями, упругие деформации которых упрощают технику дифференцирования силовых потоков. Многократно уменьшаются нагрузки на зубья, устраняются ограничения по критериям термической мощности, изгибным и контактным напряжениям, снижаются габариты и металлоёмкость передач.

Как показывает практика, перспективным направлением развития приводной техники в тяжелом машиностроении является совершенствование конструктивных параметров крупных волновых передач (рис. 1). Обладая резервом нагрузочной способности, волновые передачи охватывают широкий спектр передаточных отношений, что в значительной мере снижает их габаритно – весовые характеристики. Однако наличие масштабного фактора ограничивает возможности широкого промышленного внедрения крупных волновых передач и требует глубоких исследований (рис. 2).

Опыт создания крупных волновых передач определил одну из наиболее актуальных задач - исключение интерференции зубьев (рис. 3 - 7). Небольшой модуль зубьев (1,5...3) мм, значительная ширина (100...200) мм и диаметр зубчатых венцов (1000...2000) мм, низкая жесткость гибкого колеса, высокие крутящие моменты $(3...10) \times 10^5$ Нм – представляют совокупность основных факторов обуславливающих возникновение интерференции зубьев второго рода.

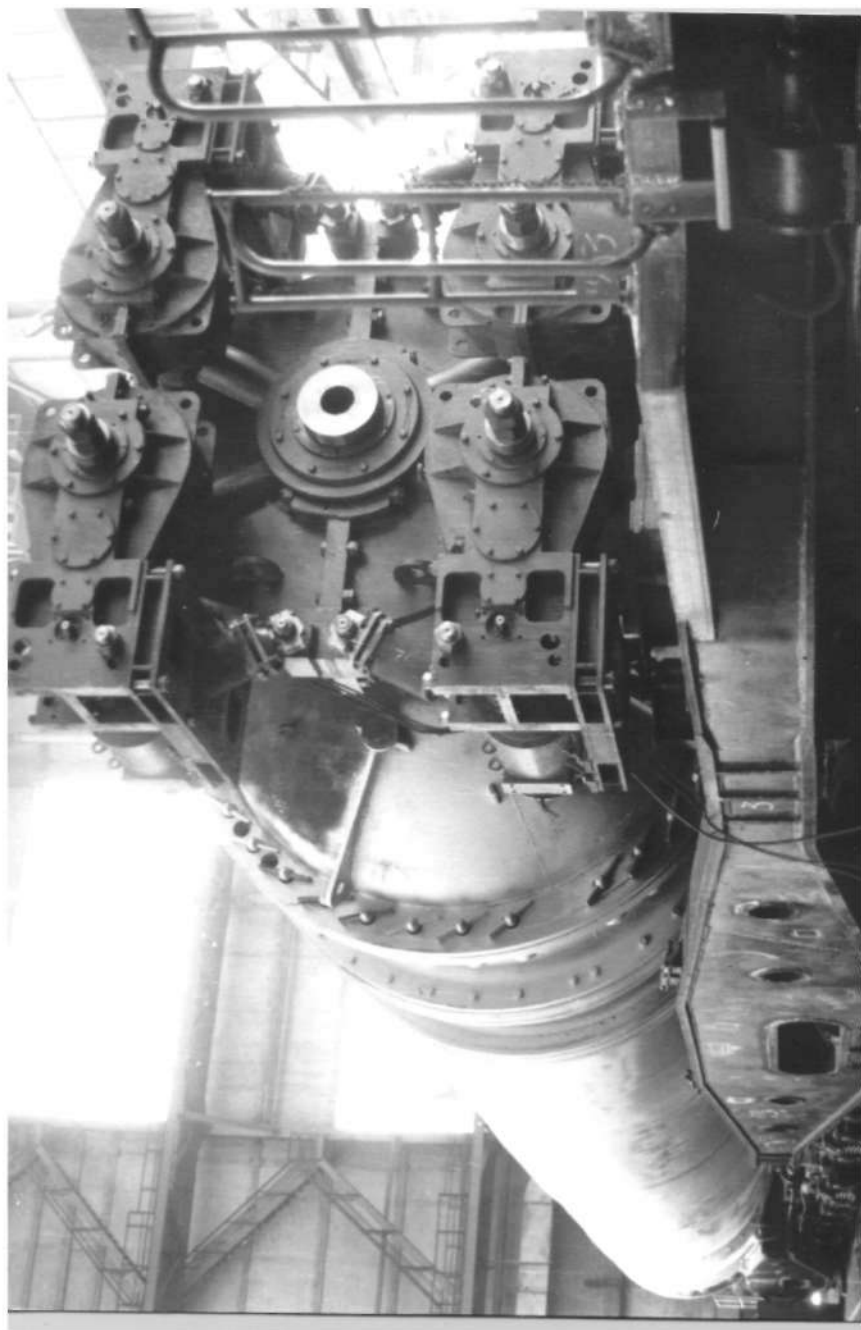


Рис. 1 Миксер передвижной МП-60 АС грузоподъемностью 600 т расплавленного металла

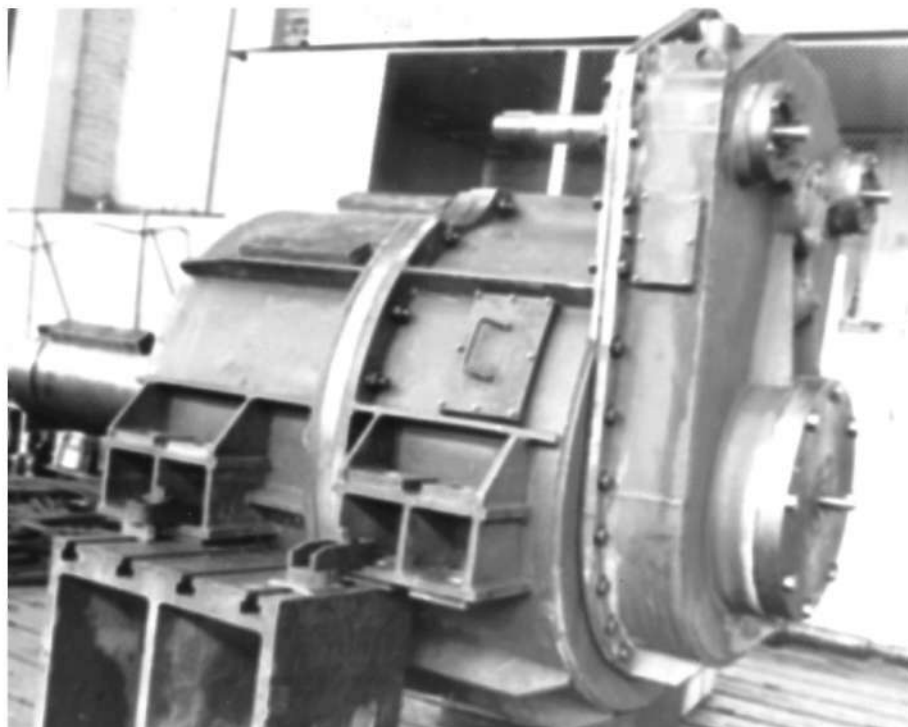


Рис. 2. Редуктор волновой поворота миксера МП – 600АС:
масса 8406 кг; габариты, мм, 2865×1660×1870; передаточное число 2163,1;
максимальный крутящий момент на выходном валу 5×10^5 Н·м

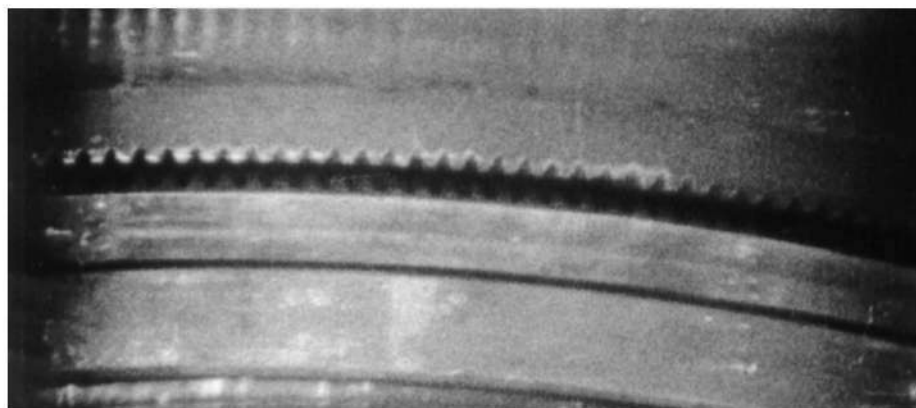


Рис. 3. Момент входа зубьев гибкого колеса в зацепление, зафиксированный скоростной киносъёмкой



Рис. 4. Момент зубчатого зацепления волновой передачи, зафиксированный скоростной киносъемкой

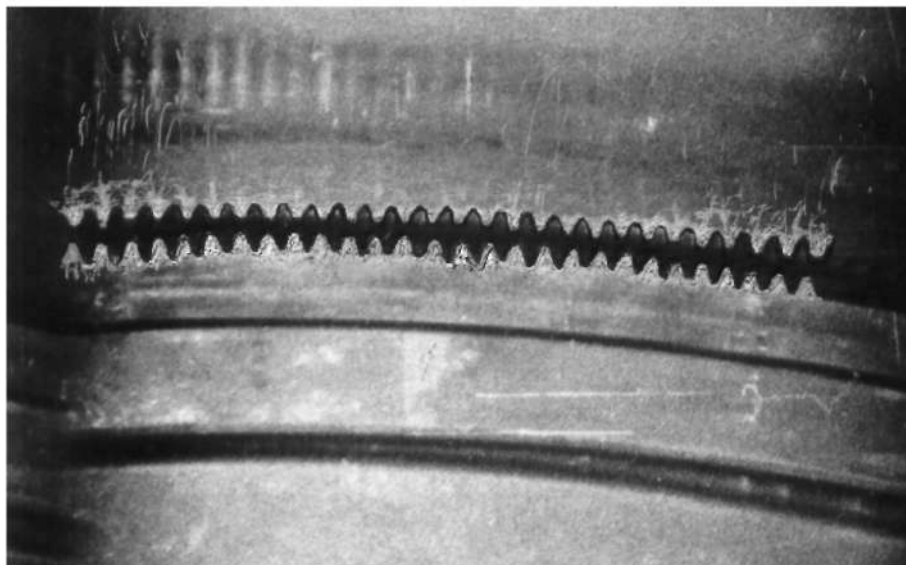


Рис. 5. Момент выхода зубьев гибкого колеса из зацепления, зафиксированный скоростной киносъемкой



Рис. 6. Жесткое колесо волнового редуктора поворота миксера МП – 600АС

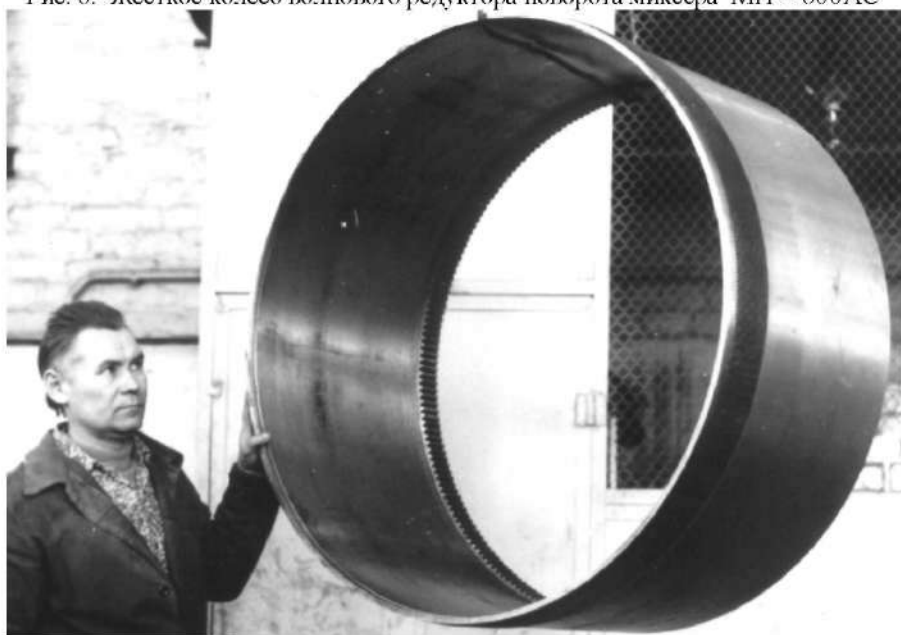


Рис. 7. Гибкое колесо волнового редуктора поворота миксера МП – 600АС

При определенных конструктивных параметрах волновой передачи и заданных нагрузках, главным условием отсутствия интерференции зубьев служит наличие гарантированных зазоров в зубчатом зацеплении [1 - 5].

Определяем параметр γ — половина угла прилегания гибкого колеса к диску генератора волн $\cos \gamma = 1 - \frac{W_o}{\varepsilon}$, где W_o — максимальная радиальная деформация гибкого колеса у большой оси генератора волн; ε — эксцентриситет установки дисков генератора волн.

Представим безразмерные коэффициенты A_1, B_1 , характеризующие деформацию гибкого колеса

$$A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma, \quad B_1 = \frac{4}{\pi} \left[\cos \gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) \sin \gamma \right].$$

Перемещения W, V, Θ участка зубчатого венца гибкого колеса удаленного на угол $0 \leq \varphi \leq \gamma$ от большой оси генератора волн

$$\begin{aligned} W &= \frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \cos \varphi - B_1), \\ V &= -\frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \sin \varphi - B_1 \varphi), \\ \Theta &= \frac{W_o B_1 \varphi}{r(A_1 - B_1)}, \end{aligned}$$

где $\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_h t$ — текущее положение большой оси генератора волн; r — радиус срединной поверхности обода гибкого колеса.

Для угла $\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$\begin{aligned} W &= \frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right], \\ V &= -\frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right], \\ \Theta &= \frac{W_o}{r(A_1 - B_1)} \left[2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right]. \end{aligned}$$

Проекции радиальных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса W_{oq}, W_{fq} на направление оси симметрии зуба

$$\left. \begin{aligned} W_{oq} &= (r_{oq} + W) \cos \varphi_q - r, \\ W_{fq} &= (r_{fq} + W) \cos \varphi_q - r, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где r_{aq}, r_{fq} — соответствующие радиусы окружностей вершин и впадин зубьев;

$$\varphi_q = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) / U \quad - \text{угол поворота гибкого колеса относительно жесткого.}$$

Проекция окружных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса V_{aq}, V_{fq} на направление ортогональное к оси симметрии зуба

$$\left. \begin{aligned} V_{aq} &= V + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + W) \varphi_q, \\ V_{fq} &= V + (r_{fq} - r) \theta - (r_{fq} + W) \varphi_q. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для произвольного радиуса r_y воспользуемся 2^й формулой системы (2)

$$V_{yq} = V + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + W) \varphi_q. \quad (3)$$

Радиус окружности r_{yq} недеформированного гибкого колеса "q", который у деформированного гибкого колеса совпадает с окружностью вершин жесткого колеса "b" в точке, определяемой углом φ

$$r_{yq} = r_{fq} + r_{ab} - (r_{fq} + W) \cos \varphi_q, \quad (4)$$

аналогично

$$r_{yb} = r_{ab} + r_{aq} - r_{yq}. \quad (5)$$

где r_{ab} — радиус окружности вершин зубьев жесткого колеса.

$$\text{Угол профиля зуба в произвольном сечении } \alpha_y: \quad \cos \alpha_y = \frac{m \cdot Z \cos \alpha}{d_y}.$$

Толщина зубьев S_y по дуге произвольного диаметра d_y

$$S_y = d_y \left(\frac{\pi}{2Z} \pm 2x \frac{\operatorname{tg} \alpha}{Z} + \operatorname{inv} \alpha \pm \operatorname{inv} \alpha_y \right),$$

где x — коэффициент смещения инструмента.

Зазоры у вершин зубьев гибкого j_{aq} и жесткого j_{ab} колес при входе в зубчатое зацепление

$$\left. \begin{aligned} J_{aq} &= \left(|V_{aq}| - \frac{S_{aq} + S_{yb}}{2} \right) \cos \alpha_{yq}, \\ J_{ab} &= \left(|V_{yq}| - \frac{S_{ab} + S_{yq}}{2} \right) \cos \alpha_{yb} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где S_{aq}, S_{ab} — толщина вершин зубьев гибкого и жесткого колес.

Зазоры у вершин зубьев гибкого j'_{aq} и жесткого j'_{ab} колес на дуге выхода зубьев из зацепления

$$\left. \begin{aligned} J'_{aq} &= \left[(r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{aq}| - \frac{(S_{aq} + S_{yb})}{2} \right] \cos \alpha_{yq} \\ J'_{ab} &= \left[(r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{yq}| - \frac{(S_{ab} + S_{yq})}{2} \right] \cos \alpha_{yb} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Диски генератора волн установлены на роликовых радиальных двухрядных подшипниках. Суммарная величина упругой деформации по внутреннему и наружному кольцам подшипника [6]

$$\delta_{ko} = 1,1 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{\frac{R^2}{z^2 \cdot d_p \cdot \cos^2 \beta}} \quad (8)$$

где R – радиальная сила; z – количество роликов; d_p – диаметр ролика; β – угол контакта роликов с кольцом подшипника.

Максимальный радиальный зазор в подшипнике с учетом износа $\delta = k \Delta$, где $k = 1,1 \dots 1,3$ — коэффициент, учитывающий износ; Δ — начальный суммарный радиальный зазор, состоящий из зазора в подшипнике и зазора посадки дисков генератора волн.

Угол возможного входа зубьев в условиях ненагруженного зацепления определяется из условия: $W = r_{ab} - r_{aq}$.

Угол φ входа зубьев в зацепление под нагрузкой определяется в соответствии с условием равенства координат вершин зубьев гибкого и жесткого колес, для чего получим значение радиального перемещения W_H

$$W_H = r_{ab} - r_{aq} + \delta.$$

Деформации гибкого колеса с учетом приложенной нагрузки

$$\left. \begin{aligned} w &= W - \delta - \delta_{ko} \cos \varphi, \\ v &= V + \delta \varphi + \delta_{ko} \sin \varphi + V_p, \\ \theta &= \Theta + \frac{\delta \varphi + V_p}{r}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $V_p = \frac{0,375T_2}{Eb s_1} \left[\varphi + 2 \cos \frac{\varphi}{2} - 2 \right]$; b – ширина зубчатого венца; s_1 – толщина гибкого колеса, измеренная по впадине зубьев.

С учетом системы (9), 1^я формула из (2) и формула (3) приводятся к виду:

$$v_{aq} = v + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + w) \varphi,$$

$$v_{yq} = v + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + w) \varphi_q.$$

Зазоры по торцам гибкого колеса: переднему J_{vw_1} и заднему J_{vw_2}

$$\left. \begin{aligned} J_{vw_1} &= -\frac{b}{2l_1} (v \cos \alpha_{cp} + w \sin \alpha_{cp}), \\ J_{vw_2} &= \frac{b}{2l_1} (v \cos \alpha_{cp} + w \sin \alpha_{cp}), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где l_1 – расстояние расчётного сечения до конца оболочки

Приращение зазоров по переднему J_{k_1} и заднему J_{k_2} торцам от закручивания гибкого колеса

$$\left. \begin{aligned} J_{k_1} &= \frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot s_1}, \\ J_{k_2} &= -\frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot s_1}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости второго рода.

Зазоры у переднего и заднего торцов J_{aq_1} , J_{aq_2} зубчатого венца учитывают перекосы зубьев(6), (7), (10) и закручивание гибкого колеса (11) при входе

$$\left. \begin{aligned} J_{aq_1} &= J_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \\ J_{aq_2} &= J_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

и выходе из зацепления

$$\left. \begin{aligned} J'_{aq_1} &= J'_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \\ J'_{aq_2} &= J'_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В качестве примера выполним расчет интерференции зубьев волновой передачи механизма поворота передвижного миксера МП-600АС (рис. 8 - 10): нормальный исходный контур по ГОСТ 13755-81; модуль зубьев $m = 1,5$ мм; угол профиля в точке зуба на делительной окружности $\alpha_0 = 20^\circ$; число зубьев колес и долбяка $Z_q = 760$, $Z_b = 762$, $Z_0 = 50$; диаметры делительных окружностей колес $d_q = 1140$ мм, $d_b = 1143$ мм; диаметры окружностей вершин зубьев $d_{aq} = 1156,985$ мм, $d_{ab} = 1154,775$ мм; диаметры окружностей впадин зубьев $d_{fq} = 1150,95$ мм, $d_{fb} = 1160,81$ мм; коэффициент смещения исходного контура $x_q = +4,113$ мм, $x_b = +4,14$ мм, $x_0 = +0,583$ мм; высота зубьев $h_q = h_b = 3,018$ мм; ширина зубчатых венцов $b = 100$ мм; длина оболочки гибкого колеса $l = 415$ мм; $r = 568$ мм, $\varepsilon = 8$ мм; $W_0 = 1,7$ мм.

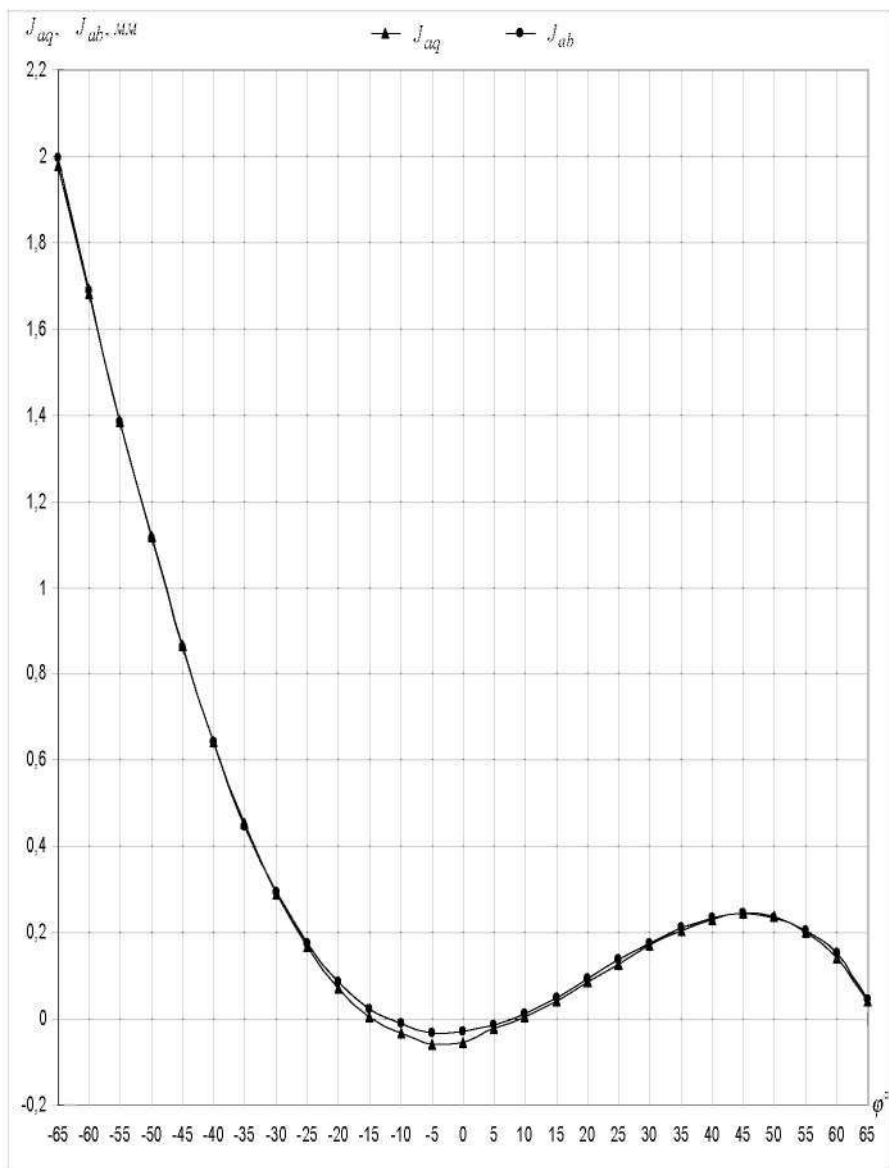


Рис. 8. Зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес ненагруженной волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП – 600АС

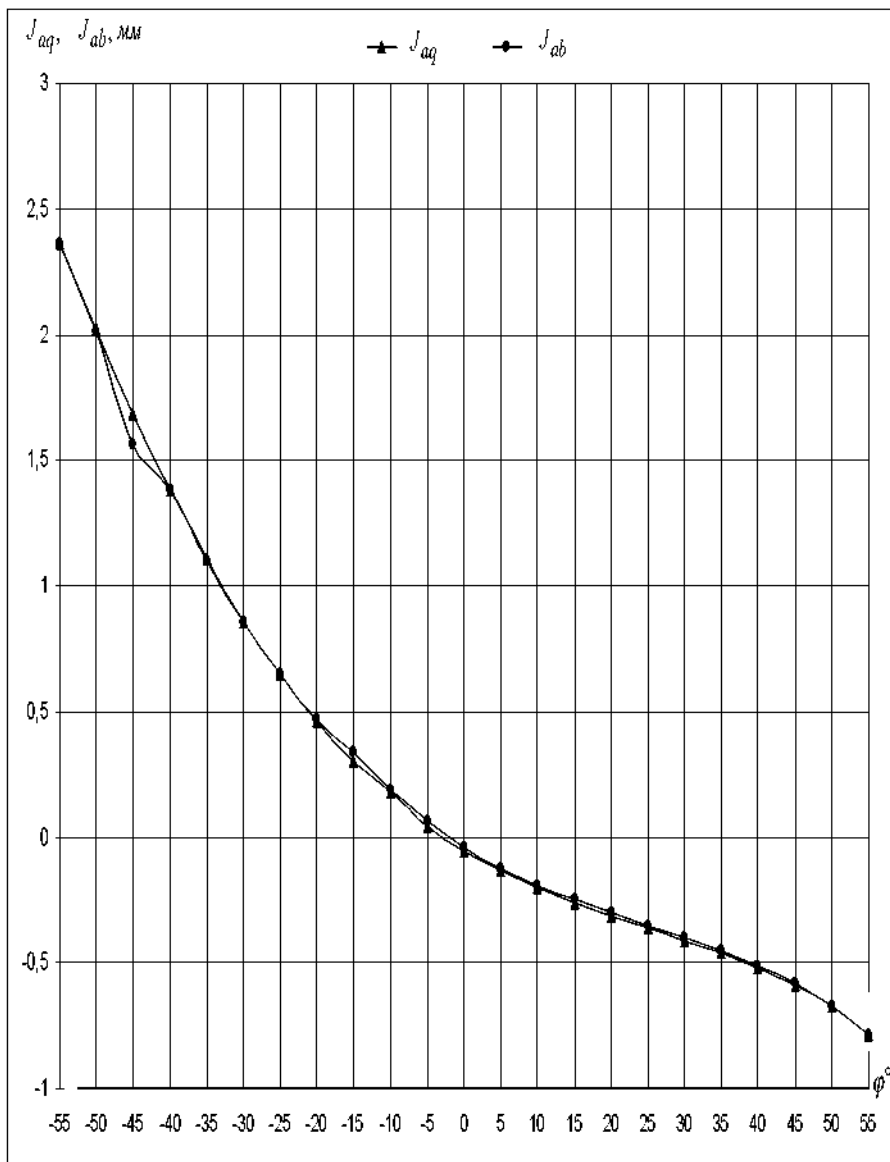


Рис. 9. Зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП – 600АС при нагрузке 5×10^5 Н·м

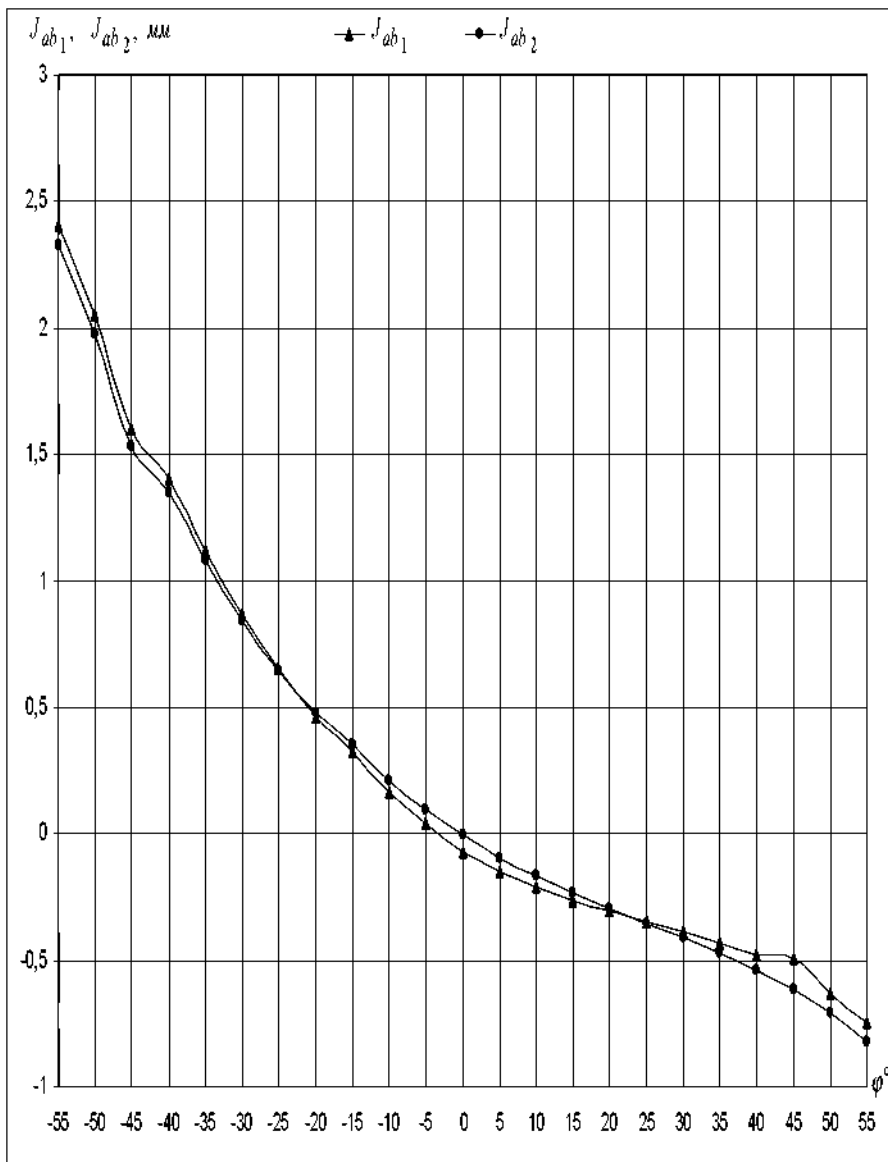


Рис. 10. Зазоры у переднего и заднего торцов вершин зубьев гибкого колеса волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП – 600АС при нагрузке 5×10^5 Н·м

Выводы. 1. Как следует из результатов исследования, ненагруженная волновая зубчатая передача редуктора механизма поворота передвижного миксера МП – 600АС имеет отрицательные зазоры в окрестностях большой оси генератора волн (рис. 8). Диапазон интерференции вершин зубьев гибкого колеса J_{aq} лежит в пределах изменения угла поворота генератора

волн $\varphi (J_{aq}) \{ -14^\circ \dots +8^\circ \}$, диапазон интерференции вершин зубьев жесткого колеса $\varphi (J_{ab}) \{ -12^\circ \dots +8^\circ \}$.

2. В ненагруженной волновой зубчатой передаче отрицательные зазоры несколько смещены в сторону выхода зубьев из зацепления. При этом наибольший отрицательный зазор у вершин зубьев гибкого колеса составляет

$J_{aq_{\max}} = -0,06 \text{ мм}$, что соответствует углу $\varphi (J_{aq}) = -5^\circ$, а наибольший отрицательный зазор у вершин зубьев жесткого колеса $J_{ab_{\max}} = -0,03 \text{ мм}$, что

отвечает углу $\varphi (J_{ab}) = -5^\circ$.

3. При передаче крутящих моментов отрицательные зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес смешаются в сторону входа зубьев в зацепление (рис. 9 - 10). Максимальная величина отрицательных зазоров у вершин зубьев гибкого и жесткого колес волнового редуктора поворота миксера МП – 600АС, при нагрузке $5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, составляет $J_{aq_{\max}} = -0,79 \text{ мм}$ при угле поворота генератора волн $\varphi (J_{aq}) = \varphi (J_{ab}) = 55^\circ$, что соответствует углу входа зубьев в зацепление (рис. 9).

4. В окрестностях торцов зубчатого венца гибкого колеса в тяжело нагруженных волновых передачах наблюдаются следы неравномерного интенсивного износа зубьев. Это обусловлено главным образом влиянием нагрузки на отклонения зубьев гибкого колеса по длине относительно оси симметрии, а также сложной конусообразной деформацией гибкого колеса.

5. Определены зазоры по торцам у вершин зубьев гибкого колеса в зацеплении волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП – 600АС, при максимальной нагрузке $5 \cdot 10^5 \text{ Н·м}$ (рис. 10). По переднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса зазоры полностью выбираютя вблизи большой оси генератора волн при значении угла $\varphi (J_{ab_1}) = -4^\circ$ и начинается интерференция зубьев. По заднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса интерференция зубьев возникает на большой оси генератора волн, т.е. $\varphi (J_{ab_2}) = 0^\circ$.

6. Максимальные значения интерференция вершин зубьев на торцах

гибкого колеса приобретает на входе в зацепление: $J_{ab_1 \max} = -0,75 \text{ мм}$,

$J_{ab_2 \max} = -0,83 \text{ мм}$, при $\varphi(j_{ab_1}) = \varphi(j_{ab_2}) = -55^\circ$.

7. Как показывают результаты выполненных исследований, интерференция зубьев наблюдается в зацеплении даже ненагруженной волновой передачи, а при максимальном значении нагрузки $5 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ величина интерференции зубьев принимает весьма большие значения, что делает такую передачу неработоспособной. Задача устранения интерференции зубьев в тяжело нагруженных волновых передачах требует самостоятельного конструктивного решения. Для устранения интерференции зубьев в зацеплении на ЗАО «НКМЗ» разработано принципиально новое техническое решение, исключющее интерференцию зубьев в крупных тяжело нагруженных волновых передачах [7].

8. Выполненные исследования позволили определить область и величину интерференции зубьев в волновой передаче в зависимости от размеров зубьев, характеристики зацепления, конструктивных параметров генератора волн, фазы зацепления, крутящего момента на выходном валу волнового редуктора.

9. Установлено, что максимальные значения интерференции приобретает на вершинах зубьев под нагрузкой, в окрестностях торцов зубчатого венца, на входе зубьев в зацепление.

10. Полученные результаты дают возможность определить границы существования интерференции зубьев в зацеплении, в зависимости от геометрических, конструктивных и силовых параметров крупной волновой передачи, что позволяет обеспечить условия устранения интерференции зубьев на стадии выполнения проектно - конструкторских работ.

Список литературы: 1. *Волонин А.И., Суков Г.С. Стрельников В.Н.* Системный анализ крупной волновой передачи // Вестник национального технического университета "ХПИ". – 2007. – Вып. 21. – С. 38 – 45. 2. *Иванов М.Н.* Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184 с. 3. *Иванов М.Н., Исанова Т.М., Чиров А.А.* Расчёт относительного положения зубьев в нагруженной волновой передаче // Известия вузов. Машиностроение. – 1976. – № 10. – С. 21 – 24. 4. Редукторы и мотор – редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / *Бойко Л.С., Высоцкий А.З., Галиченко Э.Н. и др.* – М.: Машиностроение, 1984. – 248 с. 5. *Руденко В.Н.* Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. – М.: Машиностроение, 1980. – 148 с. 6. *Бейзельман Р.Д., Цыткин Б.В.* Подшипники качения: Справочник. – М. - Л.: ГНТИМЛ, 1959. – 608 с. 7. А.с. 1373058 СССР, МКИ F16 Н 1/00. Волновая передача / *Е.А. Мацегора, В.М. Аркуша, В.Н. Стрельников и др.* (СССР).-№015137/25-28; Заявл. 4.02.86; зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 8.10.87. – 5с.

Поступила в редколлегию 23.05.08

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д-р техн. наук,
Г.С. СУКОВ, генеральный директор.
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер. ЗАО НКМЗ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КПД РЕДУКТОРА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Отримано експериментальні залежності КПД редуктора із проміжними тілами качення від частоти обертання вхідного вала, при різних навантаженнях прикладених до вихідного вала.

Experimental dependences of EFFICIENCY of a gearbox with intermediate bodies of a rolling from a rotational speed of the input shaft are received, at various loadings affixed to an output shaft.

Редукторы являются неотъемлемой частью большинства машин и оборудования, они преобразуют кинематические и силовые параметры вращения к заданным значениям. Наличие высших кинематических пар в зацеплении обеспечивает наиболее высокие потребительские характеристики редукторов, определяют их уникальные возможности адаптации к различным механическим системам и условиям эксплуатации. Изыскание эффективных направлений снижения габаритов и массы редукторов, удовлетворения возрастающих требований к долговечности, надежности, несущей способности, приводит к более совершенным конструктивным решениям, основанным на многopotочной передаче крутящих моментов, например, за счет планетарности, использовании гибких звеньев и др.

ЗАО «НКМЗ» разработано ряд оригинальных конструкций передач с промежуточными телами качения, позволивших в значительной мере снизить габариты и материалоемкость редукторов, существенно повысить их нагрузочную способность [1 - 4]. Для практической реализации перспективных разработок необходима объективная оценка их потребительских характеристик.

КПД представляет универсальный критерий технической оценки любого механизма, характеризует принцип действия, наукоёмкость, уровень техники и технологии. Потери в передачах с промежуточными телами качения представляют многофакторные зависимости, что осложняет их расчёт. Поэтому КПД подобных передач принято определять экспериментально [5].

Техническая характеристика опытного редуктора с промежуточными телами качения ПК – 165 (рис. 1) приведена в таблице. Экспериментальные исследования редуктора ПК – 165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 2). В качестве нагружающего устройства использовался порошковый тормоз ТЭП250–У. Крутящие моменты измерялись методом тензометрии, через фольговые тензорезисторы 2ФКПА, установленные на входном и выходном валах испытуемого редуктора, с помощью комплекта тензометрической аппаратуры [6]. Результаты тензометрии дублировались замерами тока якоря электродвигателя и порошкового тормоза.

Таблица - Техническая характеристика редуктора ПК - 165

Наименование параметров	Значения параметров	
	I ступени	II ступени
Число зубьев на сателлите	24	10
Число зубьев на центральном колесе	25	10
Число роликов	25	10
Передаточное число	24	1
Диаметр роликов, мм	14	25
Радиус образующей зубьев сателлита, мм	7,25	14,2
Радиус образующей зубьев центрального колеса, мм	7,25	14,2
Диаметр центров образующих зубьев сателлита, мм	158,68	130
Диаметр центров образующих зубьев центр. колеса, мм	164,65	130
Диаметр вершин зубьев сателлита, мм	157,5	126
Диаметр вершин зубьев центрального колеса, мм	164	134
Ширина зубчатых венцов, мм	65	40
Эксцентриситет установки сателлита, мм	3,3	
Передаточное число редуктора, мм	24	
Максимальный крутящий момент на выходном валу, Нм	1600	
Номинальный крутящий момент на выходном валу, Нм	1000	
Нагрузка редуктора	реверсивная	
Габаритные размеры редуктора, мм	525×230×280	
Масса редуктора, кг	64	
Мощность электродвигателя на стенде (рис. 2), кВт	4,8	
Частота вращения электродвигателя, об/мин	0 ÷ 1500	
Смазка редуктора	жидкая, циркуляционная	
Рекомендуемый сорт масла	МС – 20, МК – 22	
Объем масла заливаемого в редуктор, дм ³	1,25	

В результате тарировки измерительных систем, получены коэффициенты тензометрии входного и выходного валов, соответственно, $\beta_1 = 0,765 \text{ Нм/мм}$ и $\beta_2 = 14,2 \text{ Нм/}$, т.е. отклонению луча осциллографа 1 мм на осциллограмме, соответствует крутящий момент на входном валу опытного редуктора $0,765 \text{ Нм}$ и $14,2 \text{ Нм}$ – на выходном валу (рис. 3).

Исследование КПД редуктора ПК – 165 проведено на частотах вращения электродвигателя $n_1 = \{100, 200, \dots, 1600\} \text{ об/мин}$ и при крутящих моментах на выходном валу редуктора $T_2 = \{50, 100, 200, \dots, 1600\} \text{ Нм}$.

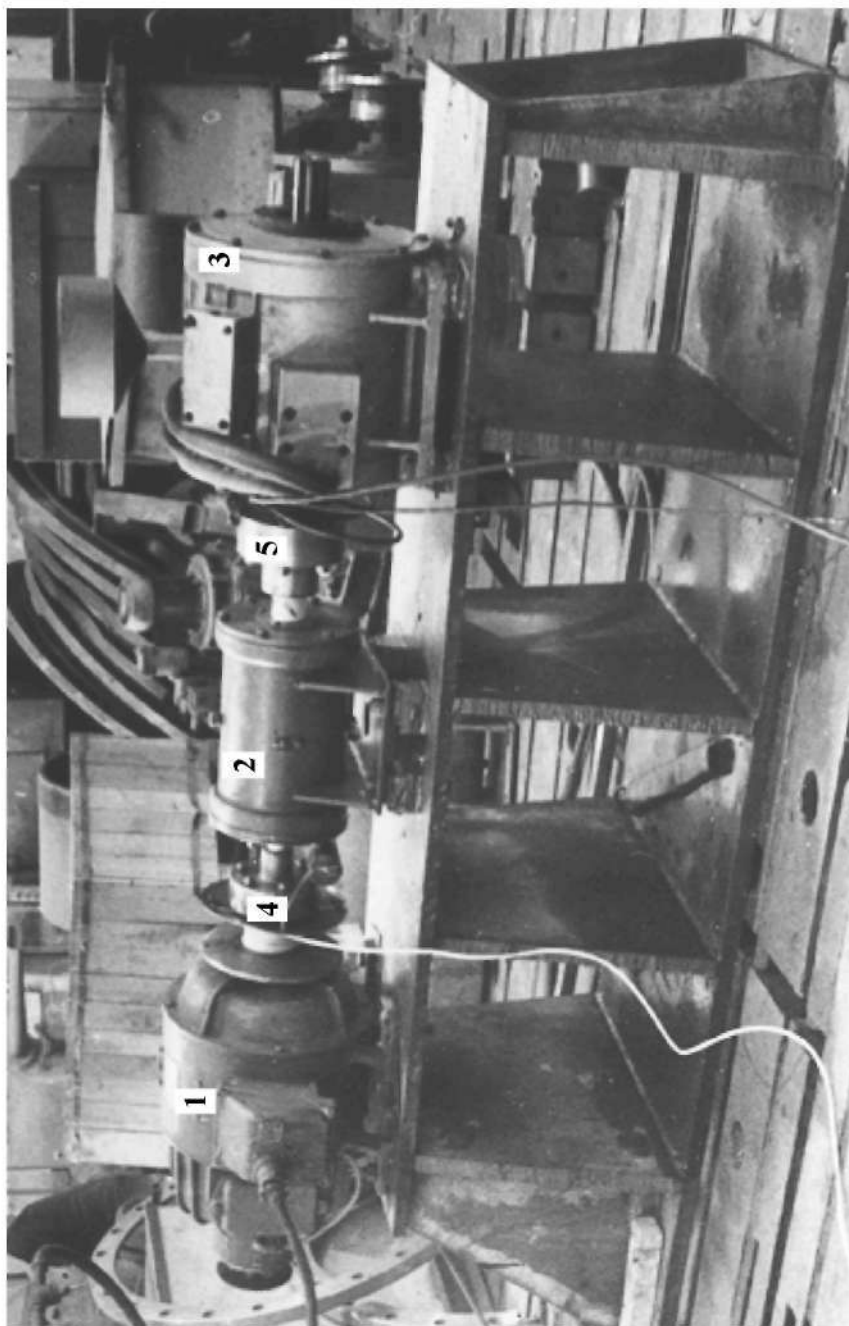


Рис. 2 Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редуктора ПК – 165:
1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – редуктор ПК-165; 3 – редуктор ПК-165; 4, 5 – муфты втулочно –пальцевые

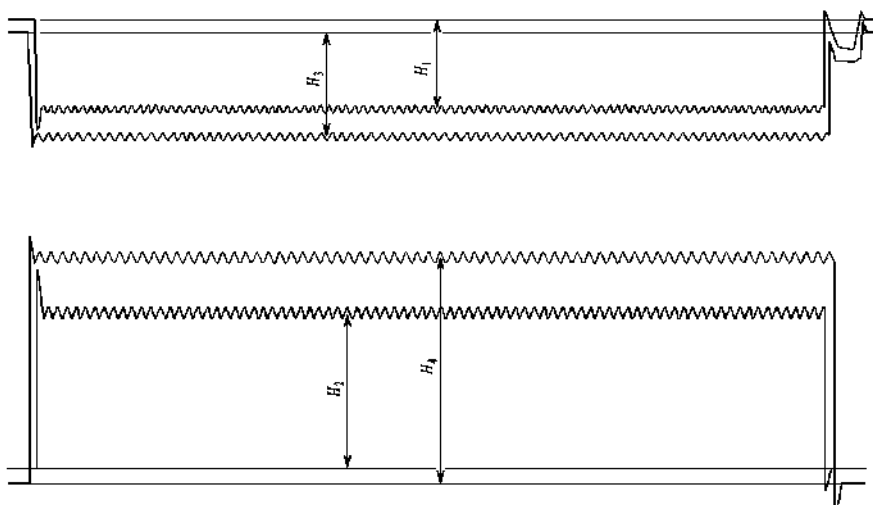


Рис. 3. Фрагмент осциллограммы соответствующий крутящему моменту на выходном валу редуктора $T_2 = 800 \text{ Нм}$ и частоте вращения входного вала редуктора $n_1 = 500 \text{ об/мин}$: H_1, H_2 – результаты тензометрии, соответствующие деформациям кручения входного и выходного валов редуктора; H_3, H_4 – данные измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза.

На рис. 4 и рис. 5 представлены результаты экспериментальных исследований КПД редуктора с промежуточными телами качения ПК – 165 в зависимости от частоты вращения входного вала n_1 , т.е. η_n и от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, η_T . Причем, η_k – результаты получены с помощью тензометрии деформаций кручения соответственно входного и выходного валов опытного редуктора; η_i – результаты получены на основании измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза; η – среднее арифметическое значение КПД редуктора, установленное посредством тензометрии деформаций валов и замеров тока якоря и тормоза.

Теоретические исследования энергетических потерь и КПД для передач с промежуточными телами качения представлены в работе [7].

Выводы. При номинальных значениях крутящего момента, наименьшие значения КПД редуктора приобретает при минимальной частоте вращения $n_{1\text{min}} = 50 \text{ об/мин}$: $\eta_{n\text{min}} = 0,964$, а максимальные при $n_1 = 800 \text{ об/мин}$: $\eta_{n\text{max}} = 0,972$. Дальнейшее повышение частоты вращения n_1 вызывает некоторое

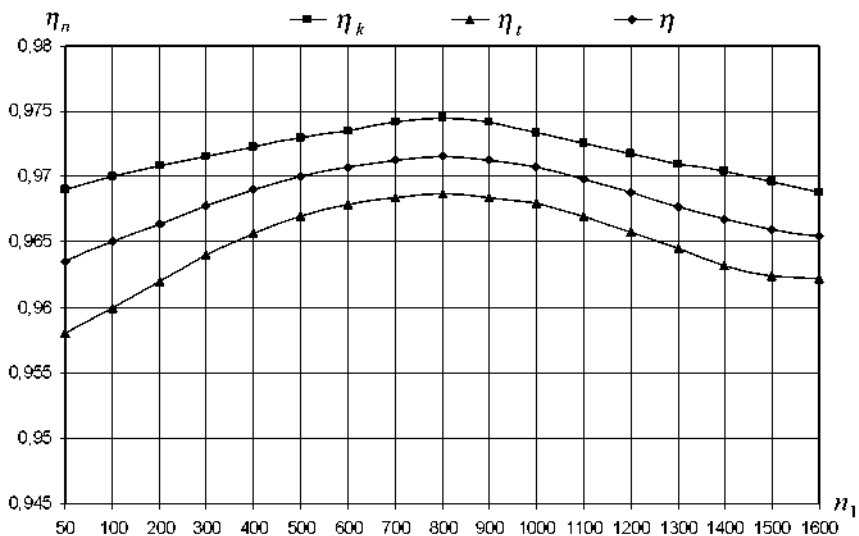


Рис. 4. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от частоты вращения входного вала n_1 , при $T_2 = 1000$ Нм

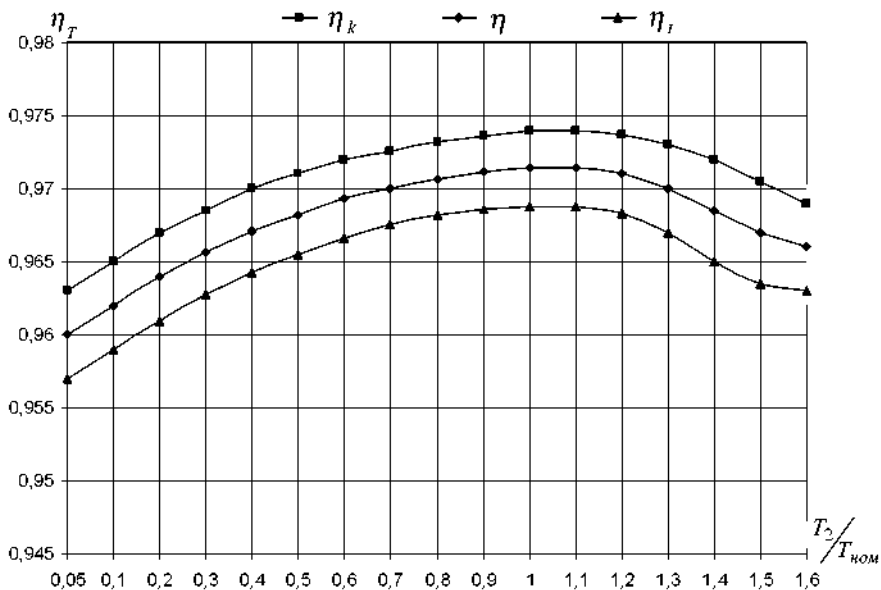


Рис. 5. Зависимость КПД редуктора ПК - 165 от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, при $n_1 = 800$ об/мин

падение КПД опытного редуктора и при $n_{1\max} = 1600 \text{ об/мин}$: $\eta_n = 0,965$.

При $n_1 = 800 \text{ об/мин}$, минимальные значения КПД редуктора приобретает при малых нагрузках $T_2 = 50 \text{ Нм}$: $\eta_{T\min} = 0,96$, а максимальные $\eta_{T\max} = 0,971$ при нагрузках близких к номинальным: $T_2 = (1,0 \dots 1,1) \text{ кНм}$. С увеличением нагрузки КПД редуктора снижается и при максимальной нагрузке $T_2 = 1,6 \text{ кНм}$ он принимает следующее значение: $\eta_T = 0,966$.

Как показали экспериментальные исследования, изменения частоты вращения входного вала n_1 и величины нагрузочных моментов M_2 оказывают незначительное влияние на КПД редукторов с промежуточными телами качения. При изменении частоты вращения n_1 в пределах $[50 \dots 1600] \text{ об/мин}$ отклонения КПД испытуемого редуктора не превышают: $\Delta\eta_n = 0,8\%$.

С изменением нагрузки $[50 \dots 1600] \text{ Нм}$, ($n_1 = \text{const}$), отклонения КПД редуктора относительно $\eta_{T\max}$ не превышает: $\Delta\eta_T = 1,1\%$. Некоторый рост КПД испытуемого редуктора с увеличением n_1 до $n_1 \approx 800 \text{ об/мин}$, можно объяснить снижением коэффициента трения в зацеплении. Снижение КПД при дальнейшем увеличении n_1 , вызвано ростом абсолютных энергетических потерь на перемешивание смазки.

С увеличением нагрузки влияние потерь от перемешивания смазки снижается, что способствует некоторому росту КПД. Дальнейшее увеличение нагрузки ($T_2 > T_{2\text{ном}}$) приводит к снижению КПД опытного редуктора, что связано с ростом потерь в зацеплении при увеличении нагрузки, связанных с повышением радиальных деформаций упругих тел качения.

Список литературы: 1. А.с. 1534231 СССР, МКИ F16Н1/24. Зубчатая роликовая передача / В.Н. Стрельников (СССР). - № 4408547/25 - 28; Заявл. 11.04.88; Оpubл. 7.01.90, Бюл. № 1. - 3с. 2. А.с. 1542173 СССР, МКИ F16 Н 1/32. Редуктор планетарный / В.Н. Стрельников (СССР). - № 4242025/25-28; Заявл. 11.05.87; Зарегистр. в Гос. реестре изобр. СССР 8.10.89. - 7 с. 3. А.с. 1580093 СССР, МКИ F16Н1/32. Планетарная передача / В.Н. Стрельников (СССР). - № 4404004/25 - 28; Заявл. 5.04.88; Оpubл. 23.07.90, Бюл. № 27. - 4 с. 4. А.с. 1634876 СССР, МКИ F16 Н 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). - № 4448015 / 28; Заявлено 24.06.88; Оpubл. 15.03.91, Бюл. № 10. - 6 с. 5. Планетарные передачи. Справочник / Кудряцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. / Под ред. В.Н. Кудряцева и Ю.Н. Кирдяшева. - Л.: Машиностроение, 1977. - 535 с. 6. Тензометрия в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. - М.: Машиностроение, 1975. - 287 с. 7. Стрельников В. Н. Определение энергетических потерь в передачах с упругими звеньями // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. - Донецк: ДГТУ, 2004. - Вып. 28. - С. 146 - 156.

Поступила в редакцию 23.05.08

Е. Д. ТАРТАКОВСЬКИЙ, д-р. техн. наук,
С. В. МИХАЛКІВ, канд. техн. наук (м. Харків)

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВОГО РЕДУКТОРА З ВИКОРИСТАННЯМ АДАПТИВНОГО ВЕЙВЛЕТ-ФІЛЬТРУ

В данной статье рассматривается адаптированный вейвлет-фильтр Морле. Проведена оптимизация параметров вейвлета Морле по принципу максимума эксцесса. Показана эффективность применения адаптированного вейвлет-фильтра для идентификации в вибрационных сигналах диагностических признаков трещин зубьев редуктора на ранних стадиях

An adaptive wavelet filter based on Morlet wavelet is introduced in this paper. The parameters in the Morlet wavelet function are optimised based on the kurtosis maximisation principle. The adaptive wavelet filter is found to be very effective in detection of symptoms from vibration signals of a gearbox with early fatigue tooth crack.

Вступ. Раптова відмова тягового редуктора може бути причиною аварійної зупинки тягового рухомого складу (ТРС) на шляху прямування. Тому виявлення симптомів пошкоджень вузлів тягових редукторів на ранніх стадіях є вкрай важливим. Злам зубу є одним із серйозних пошкоджень в тяговому редукторі. Отже актуальним завданням є ранішня ідентифікація тріщин в зубах для запобігання раптових руйнувань.

1 Аналіз останніх публікацій. Віброакустичному діагностуванню механічних вузлів тягового рухомого складу присвячено багато робіт [1 – 4]. Розроблена номенклатура пошкоджень, яка ідентифікується за вібраційними характеристиками після впровадження необхідних заходів реєстрації, фільтрації та аналізу отриманих вібраційних реалізацій. Зареєстрований вібраційний сигнал на тяговому редукторі представляє собою суперпозицію адитивних та мультиплікативних складових від працюючого зубчастого зачеплення, обертаючих валів, підшипників та інших частин, що не сприяє ефективному діагностуванню пошкоджень. Перекошування валів ідентифікується за допомогою аналізу бічних смуг [6]. Бічні смуги легко виявляються в частотному просторі, бо вони містять декілька одиничних частотних складових. Для ідентифікації тріщин є достатнім відшукати імпульси в сигналах, що повторюються через певний період. Імпульси є короткими у часі й прихованими у шумі доти, доки розміри тріщини не стануть значними. Фазова демодуляція, що базується на синхронному усередненні в [4, 7] визнана ефективним засобом для виділення діагностичної ознаки тріщини зуба. Синхронне усереднення здатне усувати шуми в періодичних сигналах. В разі періодичності сигналу, шум носить випадковий характер і він прагнучиме до нуля коли кількість періодів прагне до нескінченності. Процедура синхронного усереднення вимагає точного встановлення віброакселерометру на тяговому редукторі для реєстрації вібраційної реалізації саме генерованої зубчастим зачеплен-

ням. Зазвичай отримати вібраційну реалізацію саме від зубчастого зачеплення під час діагностування в депо вдається вкрай рідко, тому існує необхідність в новій процедурі аналізу сигналів для ідентифікації тріщин зубів в тягових редукторах. Протягом останніх декількох років безперервне вейвлет-перетворення (БВП) використовувалось для діагностування редукторів [5, 7]. Проте метод, застосований в [7] досі потребує точної реєстрації опорного сигналу, а метод в [5] передбачає вибір порогу фільтрації вручну, керуючись досвідом діагностування. Отже, актуальним завданням є впровадження адаптивного методу для усунення зазначених недоліків, смисл якого полягає у автоматичному налаштуванні форми вейвлет-фільтру (частотно-часова роздільність).

Мета статті – підвищення ефективності діагностування тріщин зубів тягового редуктора локомотивів запропонованим вейвлет-фільтром Морле за принципом максимізації ексцесу досліджуваних компонентів вібраційної реалізації.

2 Використання адаптивного вейвлет-фільтру. Схожі на вейвлет-функцію перехідні компоненти вібраційних сигналів мають локальний енергетичний розподіл в частотному та часовому просторах. Вейвлет-функції можуть використовуватись для ідентифікації перехідних компонентів сигналів малої нестационарності за рахунок схожої частотно-часової структури. З огляду на те, що різні типи вейвлетів мають різну частотно-часову структуру, нам слід використовувати вейвлет, частотно-часова структура якого схожа на перехідні компоненти сигналів для можливості ефективного об'їму малої нестационарності віброграм. Вейвлет-фільтр слід застосовувати для виділення періодичних імпульсів з-поміж шуму сигналів для ідентифікації тріщин зубів тягових редукторів. Коли часове подання вейвлету згортається із сигналом, досягається ефект фільтрації. В наслідок того, що вейвлет Морле є функцією косинусу з експоненційним спаданням з обох сторін є схожим до імпульсу, що визначає його придатність для виділення імпульсів. Для впровадження високої ефективності фільтрації, масштаб та параметр частотно-часової роздільності вейвлету Морле повинен обиратись правильно. Вейвлет-перетворення є результатом взаємодії сигналу з вейвлет-родиною, яка отримується з материнського вейвлету шляхом масштабування та переміщення.

Багато досліджень присвячено вейвлет-реконструкції. Ранні дослідження використовували ортогональну вейвлет-реконструкцію. Пізні дослідження зосередились на неортогональній вейвлет-реконструкції [5]. Існує універсальний вираз для реконструкції будь-якого типу вейвлету

$$x(t) = C_{\Psi}^{-1} \iint W(a, b) \psi_{a,b}(t) \frac{da}{a^2} db \quad (1)$$

де $W(a, b)$ – вейвлет-перетворення досліджуваної реалізації.

$\psi_{a,b}(t)$ – дочірній вейвлет, який отримується шляхом масштабування та зсування материнського вейвлету.

Якщо дочірній вейвлет розглядається як фільтр, тоді вейвлет-перетворення розглядається як процедура фільтрації. Зазвичай прагнуть виділити особливості сигналів шляхом реконструкції вейвлет-коєфіцієнтів на обраних масштабах. Проте на практиці складно обрати правильний поріг для вейвлет-фільтрації. Для уникнення цього явища слід використовувати адаптивний вейвлет-фільтр замість вейвлет-фільтрації.

Імпульси, які існують в вібраційних сигналах відрізняються від теоретичних імпульсів. Теоретичні імпульси в частотному просторі мають суцільний енергетичний розподіл вздовж усієї осі частот. Змодельований імпульс, який присутній у вібраційних сигналах зображений на рис. 1 а). З рис. 1 б) видно, що спектр імпульсу не має суцільного розподілу. Основна енергія імпульсу зосереджується на певній частотній смузі і швидко спадає із збільшенням та зниженням частоти, що є не типовою поведінкою для теоретичного імпульсу. До того ж рівень спадання енергії є різним для лівої та правої сторін.

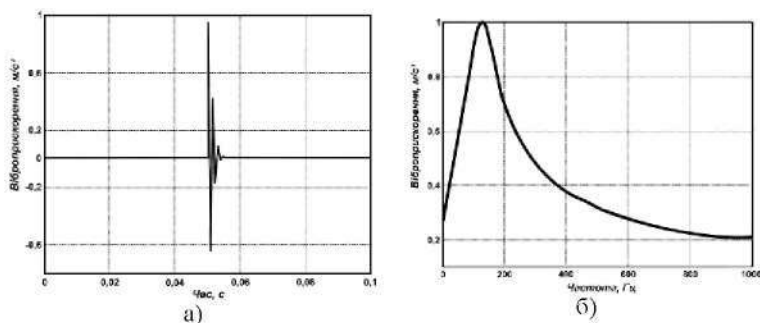


Рис. 1. Часове та частотне подання вібраційних імпульсів

Дочірній вейвлет Морле отримується шляхом масштабування та зсування материнського вейвлету

$$\psi_{a,b}(t) = \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) = \exp\left[-\frac{\beta^2(t-b)^2}{2a^2}\right] \cos\left[\frac{\pi(t-b)}{a}\right] \quad (2)$$

де a – параметр масштабування;

b – параметр зсуву у часі.

Вираз (2) можна розглядати як фільтр. Для ідентифікації ділянок з малою нестационарністю вібраційних реалізацій шляхом фільтрації, перш за все, слід обрати частотну смугу в якій знаходяться імпульси. Параметри a та β відповідають за розташування та за форму дочірнього вейвлету Морле. Як наслідок, побудова адаптивного вейвлет-фільтра можлива шляхом проведення оптимізації двох параметрів дочірнього вейвлету.

Екссес використовується в діагностуванні за рахунок своєї чуттєвості до появи імпульсів [3]. Екссес збільшується по мірі збільшення імпульсів. Отже,

ексцес може служити індикатором появи імпульсів у досліджуваних реалізаціях.

Методика побудови адаптивного вейвлет-фільтру наступна:

- 1) Змінюючи параметри α та β , побудувати низку дочірніх вейвлетів;
- 2) Провести вейвлет-фільтрацію отриманими дочірніми вейвлетами та підрахувати ексцес виділених частотних смуг;
- 3) Порівняти значення ексцесу. Параметри α та β , які відповідають дочірньому вейвлету із максимальним ексцесом в отриманій частотній смузі є оптимальними для ідентифікації вібраційних імпульсів.

Для реєстрації вібрації віброакселерометр кріпився до зовнішньої поверхні підшипникового вузла вихідного валу зубчастого колеса. За рахунок меншої частоти обертання даного валу, він сприймає більший крутний момент, тому вірогідність появи тріщини зуба саме на зубчастому колесі, а не на шестерні є вищою. Частота обертання вхідного валу становила 1500 об/хв або 25 Гц, а вихідного – 150 об/хв або 2,5 Гц. Тріщини були виявлені у двох симетрично розташованих зубах, а тому вібраційний сигнал має містити імпульси, що повторюються з періодом 0,2 с.

На рис. 2 наведена вібраційна реалізація тягового редуктора із зламаним зубом. Сигнал містить чітко виражені імпульси. Багато дослідників намагаються ідентифікувати тріщини для запобігання зламу зуба і на їх думку нема необхідності аналізувати сигнали із зламаним зубом. Хоча на рис. 3 наведений вібраційний сигнал, зареєстрований до зламу зуба на якому нема жодних періодичних імпульсів, які приховані у шумі, що носить випадковий характер. Проте на зубчастому колесі присутні розвинені тріщини зуба. Для порівняння ефективності запропонованого адаптивного вейвлет-фільтра проводилась вейвлет-фільтрація ортогональним вейвлетом Сімлета 4-го порядку (рис. 3 – 8). Після розкладання даним вейвлетом досліджуваної реалізації на вібраційні складові, в останніх не було помічено жодних імпульсів на жодних рівнях розкладання. Отже, з рис. 5 важко виділити симптоми тріщин зубів тягового редуктора.

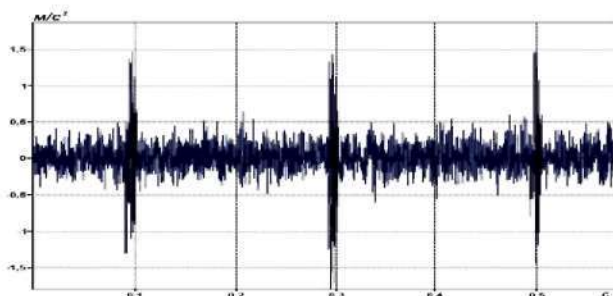


Рис. 2. Вібраційна реалізація тягового редуктора із зламаним зубом

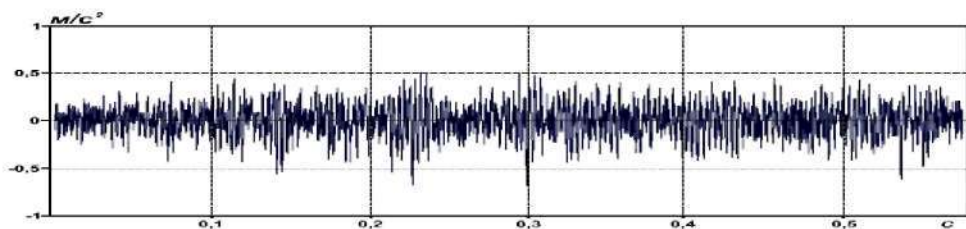


Рис. 3. Вібраційна реалізація тягового редуктора із тріщиною зуба

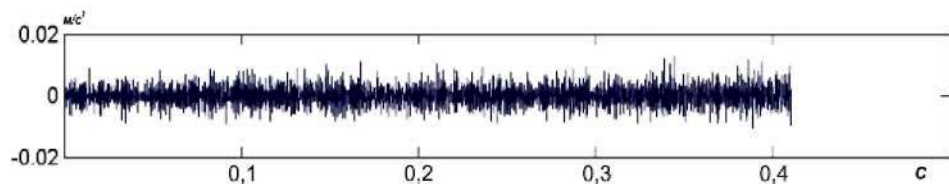


Рис. 4. Досліджувана реалізація

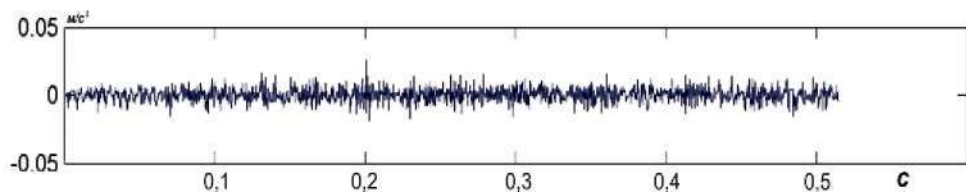


Рис. 5. Компонент вібраційного сигналу на першому рівні розкладанні

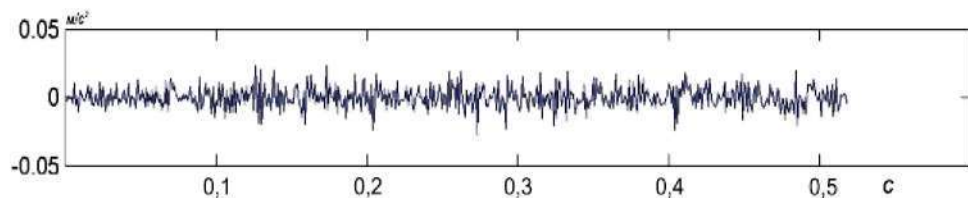


Рис. 6. Компонент вібраційного сигналу на другому рівні розкладанні

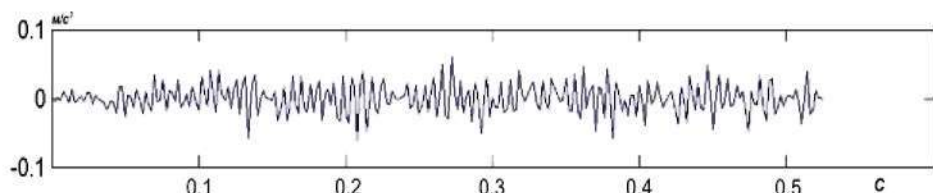


Рис. 7. Компонент вібраційного сигналу на третьому рівні розкладанні

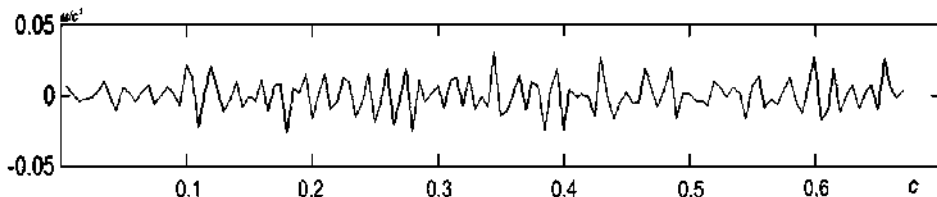


Рис. 8. Компонент вібраційного сигналу на четвертому рівні розкладанні

Для реалізації запропонованого адаптованого вейвлет-фільтру змінювали параметр β від 0,1 до 4 із кроком 0,2, масштаб змінювався від 1 до 25 із кроком 1. Найбільше значення ексцесу 8,9 досягається, коли $\beta = 3,63$, а масштаб дорівнює 24, як показано на рис. 9 ексцес є дуже чутливим до параметру β дочірніх вейвлетів Морле. Результат фільтрації оптимізованим вейвлет-фільтром ($\beta = 3,55$, $a = 20$) зображений на рис. 10. Наявність періодичних вібраційних імпульсів є очевидним, період складає близько 0,2 с. Для демонстрації ефективності запропонованого адаптивного вейвлет-фільтру виділялась низка компонентів сигналу за умови різних значень параметрів a та β , які відповідають відносно великим значенням ексцесу. На рис. 11 наведений компонент сигналу із $a = 18$ та $\beta = 3,45$ якому відповідає значення ексцесу 8,58. Проте даний компонент містить значну частку шуму і частково розпізнати можна лише два імпульси з-поміж шуму. На рис. 12 вже чітко можна виділити три вібраційні імпульси в компоненті вібраційного сигналу із максимальним значенням ексцесу. Дані вібраційні імпульси повторюються саме із періодом 0,2 с, що відповідає періоду контакту двох зубів із тріщинами. Це визначає придатність адаптованого вейвлет-фільтру до вибору корисного компоненту зареєстрованої вібраційної реалізації, керуючись принципом максимуму ексцесу.

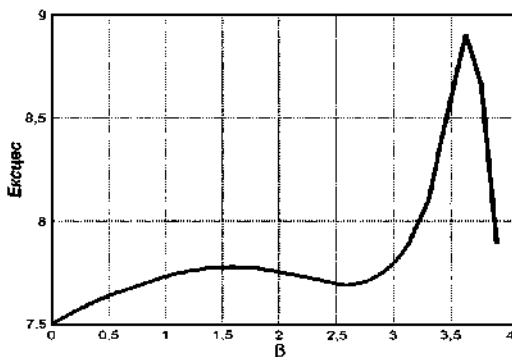


Рис. 9. Залежність ексцесу від параметру β в отриманих компонентах сигналу

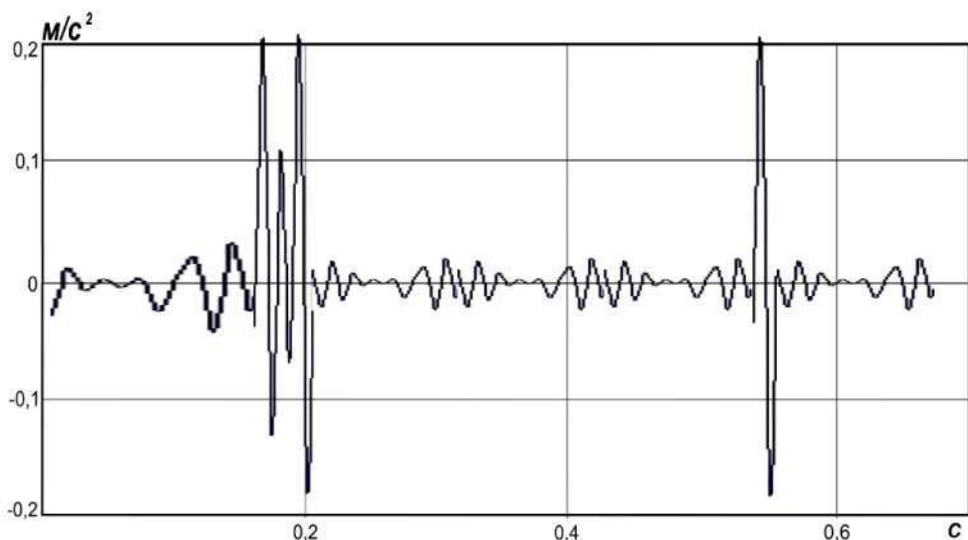


Рис. 10. Компонент вібраційної реалізації з параметрами $a = 20$ та $\beta = 3,55$

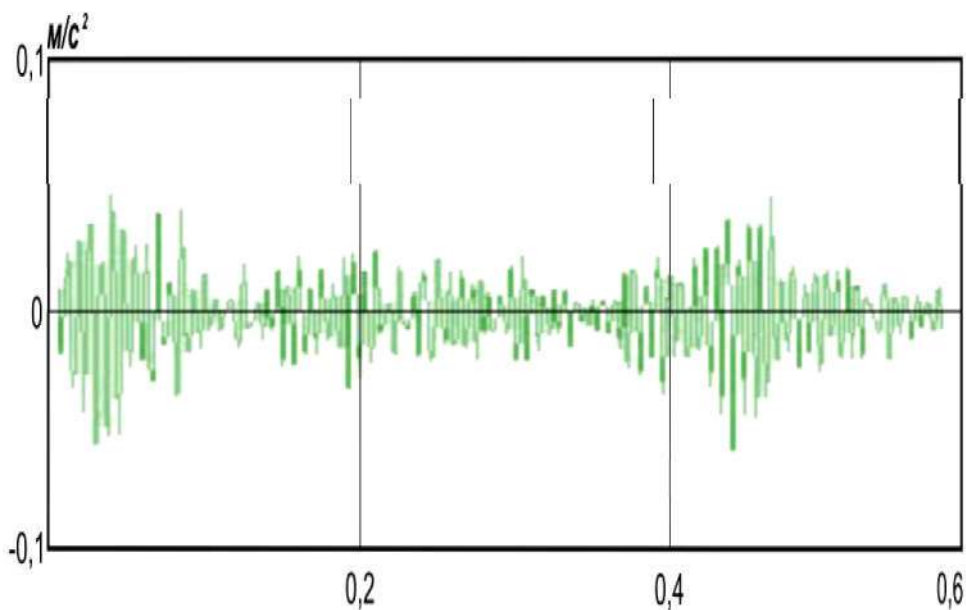


Рис. 11. Компонент вібраційної реалізації з параметрами $a = 8$ та $\beta = 3,45$

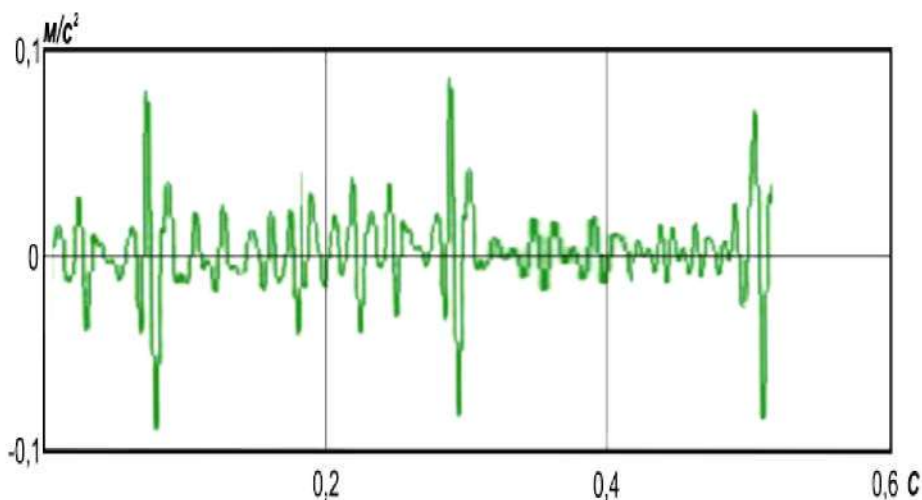


Рис. 12. Компонент вібраційної реалізації з параметрами $\alpha = 24$ та $\beta = 3,63$

Висновки. Запропонований адаптивний вейвлет-фільтр є придатним до використання в бортових системах вібродіагностування механічних вузлів обладнання тягового рухомого складу нового покоління. Розглянута методика дозволяє:

- використовувати ексцес в ролі діагностичної ознаки появи вібраційних імпульсів у отриманих компонентах досліджуваного вібраційного сигналу;
- змінюючи параметри α та β , адаптувати вейвлет-фільтр шляхом підвищення чуттєвості за допомогою ексцесу до корисних складових у сигналі;
- підвищувати достовірність діагностування технічного стану зубчатої передачі тягового редуктора шляхом чіткого розділу вібраційних характеристик різного походження.

Список літератури: 1. Основы автоматизации технического обслуживания, диагностирования и ремонта локомотивов: Учеб. Пособие / Э. Д. Тартаковский; Харьков: ХИИТ, 1987. – 20 с. 2. Гусев З. П. Основы виброакустической диагностики тяговых приводов локомотивов: Дис... докт. техн. наук: 05.22.07. – Ростов-на-Дону, 1998. – 382 с. 3. Михалкив С. В. Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Харків, 2007. – 168 с. 4. Нелибов В. П. Виброакустическая диагностика буксовых подшипников подвижного состава: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Ростов-на-Дону, 2003. – 223 с. 5. J. Lin and M. J. Zuo, 2002 Mechanical Systems and Signal Processing 17(6), 1259 – 1269. Gearbox fault diagnosis using adaptive wavelet filter. 6. R. L. Eshleman 1999 Basic Machinery Vibrations. Clarendon Hills, IL: VIPress, Incorporated. 7. D. Boulahbal, M. F. Golnaraghi and F. Ismail 1999 Mechanical Systems and Signal Processing 13, 423 – 436. Amplitude and phase wavelet maps for the detection of cracks in geared systems.

Надійшло до редакції 26.06.08

Е. Д. ТАРТАКОВСЬКИЙ, д-р. техн. наук.
С. В. МИХАЛКІВ, канд. техн. наук (м. Харків)

АДАПТИВНИЙ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ВІБРАЦІЇ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Стаття посвящена сравненню ефективності применения оконного преобразования Фурье и вейвлет-преобразования для анализа нестационарных сигналов, генерированных переходными режимами электрических двигателей локомотивов. Результаты, полученные с помощью предложенного адаптивного вейвлет-преобразования содержат большую достоверность нежели аналогичные, полученные после применения оконного преобразования Фурье.

This paper compares short-time fourier transform and the wavelet-transform in non-stationary signal analyses during a rotor run-up or run-down process. Proposed adaptive wavelet-transform provides better results than short-time fourier transform with a higher indicator of trustworthiness.

Вступ. В останнє десятиріччя спостерігається бурхливий розвиток різноманітних засобів безрозбірного діагностування роторних механічних вузлів, що пов'язане із стрімким розширенням функціональних можливостей цифрової обчислювальної техніки. Вібраційне діагностування підшипникових вузлів локомотивів бортовими комплексами ускладнене нестационарним режимом роботи, коли частота обертання зазнає постійних змін протягом періоду експлуатації. Отже, необхідність у ефективних методах визначення технічного стану та прагнення до переходу на прогресивну систему ремонту й обслуговування тягового рухомого складу за технічним станом обумовлює актуальність даних досліджень.

1 Аналіз останніх публікацій. Усі існуючі вібродіагностичні методи є працездатними за умови, що об'єкт діагностування перебуває в установлених режимі роботи і частота обертання механізму незначно змінюється протягом періоду вимірювання [1, 3, 7]. Зазначену умову можливо досягти лише на спеціалізованих випробувальних стендах в умовах депо [6]. Під час прокручування колісно-моторного блоку під локомотивом частота обертання не є стаціонарною, що при 7-20 усередненнях призводить до викривлення результуючого спектру та шумового маскування діагностичних ознак. Було запропоновано й реалізоване технічне рішення [4] з ліквідації такого викривлення шляхом транспонування окремих елементів спектра в кожному усередненні з урахуванням поточного значення частоти обертання. Проте стосовно обробки вібраційних сигналів, зареєстрованих бортовими комплексами, слід проводити глибші дослідження із залученням процедури вейвлет-аналізу [8], яка дає змогу усувати недоліки, викликані стандартним математичним апаратом Фур'є-аналізу та є перспективним для цілей вібродіагностування в бортових системах локомотивів [2].

Мета статті – підвищення ефективності виділення корисних складових з нестационарних вібраційних реалізацій роторного обладнання тягового рухомого складу, яке функціонує у перехідних режимах.

2 Адаптивний вейвлет-аналіз нестационарної вібрації. Процес розкручування або сповільнення обертання ротора надає більшу кількість інформації ніж установлений режим роботи внаслідок зміни швидкостей обертання. Незбалансовані сили виникають у підшипникових вузлах та генерують коливання протягом усього процесу пуску та зупинки. Під час даних процесів роторна система може пройти через резонансну частоту [6].

Однак труднощі, які асоціюються із процесами пуску та зупинки системи вал-підшипник представляють собою нестационарний характер вібраційних сигналів. Успішному використанню класичного аналізу Фур'є перешкоджають змінні частоти обертання протягом усієї довжини вікна. Виконне перетворення Фур'є (ВПФ), використовуючи більш коротше часове вікно є сприятливішим для дослідження сигналів, що змінюються у часі. Проте, коли спектральні компоненти сигналу змінюються швидко, то тоді важко обрати потрібну довжину вікна в якому сигнал був би стаціонарним для можливості побудови амплітудо-частотної характеристики (АЧХ), з якої можна виділяти корисні складові.

Вейвлети широко використовуються для аналізу сигналів. Вейвлет-перетворення представляє сигнал, як суму дочірніх вейвлетів із різним розташуванням на часовій осі та різним масштабом, які є більш прийнятними для аналізу нестационарних сигналів. В процесі розкручування та сповільнення роторів двигунів частота обертання змінюється в широкому діапазоні, що вимагає використання вейвлетів з великою кількістю масштабів. Для виділення корисних складових шляхом використання малих масштабів протягом короткочасної тривалості запропоноване адаптивне вейвлет-перетворення (АВП) [8].

Основна ідея ВПФ полягає у поділі сигналу на малі сегменти із подальшим перетворенням Фур'є кожного з них для виділення частотних компонент, що існують в цьому сегменті. Для отримання спектру сигналу $x(t)$ на інтервалі часу t , сигнал згортається з віконною функцією $h(t)$, відцентрованої на t

$$x_1(t) = x(\tau)h(\tau - t). \quad (1)$$

Для ВПФ

$$x_1(\tau) = \begin{cases} x(t) & \text{для } \tau \text{ поряд } t, \\ 0 & \text{для } \tau \text{ за } t \end{cases} \quad (2)$$

ВПФ сигналу $x_1(\tau)$ має вигляд

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j\omega\tau} x_1(\tau) d\tau. \quad (3)$$

де $x_i(\tau)$ – відрізки часової реалізації, зважені віконною функцією.

Коротка тривалість сигналу невід’ємно супроводжується широкими частотними смугами і роздільна здатність у частотному поданні є малою. Для підвищення роздільності на практиці відбувається процедура додавання нулів після кожного обраного відрізка. Сигнал, розбитий вікнами навколо часу t ВПФ відображає розподіл частот навколо цього часу. Зважування сигналу вікном не може надати добру частотну та часову локалізацію [2], а якщо виділений сегмент є нестационарним, то ВПФ може надати лише наближений результат.

Безперервне вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$ визначається як

$$(W_\psi x)(a, b) = a^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (4)$$

де $\overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)}$ – вейвлет із певним масштабом;

a – масштаб, $a > 0$;

b – зсув, $b \in \mathbb{R}$.

Використовується вейвлет Морле

$$\psi(t) = e^{j\omega_0 t} e^{-\frac{t^2}{2}} \quad (5)$$

Частотний склад нестационарного сигналу може змінюватись протягом усієї тривалості в широкому діапазоні, що визначає необхідність значної зміни масштабів під час обчислення. Це вимагає довготривалого обчислення.

Основна ідея АВП полягає у розбитті сигналу вейвлетами на малі відрізки для аналізу кожного з них і визначення частоти, що існує у відрізку. Вейвлет-перетворення кожного відрізка відбувається із залученням меншої кількості масштабів із вищою роздільною здатністю. Рівень масштабів на кожному відрізку адаптується (налаштовується) під сигнал автоматично, відповідно до результатів попереднього обчислення. Вираз (4) зміниться до вигляду

$$(W_\psi x)(a, b) = a^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} x_i(\tau) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} d\tau \quad (6)$$

де $x_i(\tau)$ є аналогічним до виразу (2).

Основні частотні компоненти в процесі розкручування ротору є роторні гармоніки, ідентифікація яких є першочерговим завданням.

Вібраційний гармонічний сигнал має вигляд

$$x(t) = X_0 \sin(\omega_n t) \quad (7)$$

Вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$

$$(W_\psi x)(a, b) = \sqrt{a} X_0 e^{-(a\omega_n - \omega_0)^2} e^{j\omega_0 b} \quad (8)$$

У системі вал-підшипник вібраційні сигнали, генеровані під час розкручування та сповільнення системи мають вигляд

$$x(t) = D(t) \sin(\varphi(t)), \quad (9)$$

де амплітуда $D(t)$ та фаза $\varphi(t)$ змінюються у часі. Шум до уваги не береться. Отже, необхідно знати частоту в кожен момент часу або миттєву частоту ω_1 , яка являється похідною фази $\varphi(t)$

$$\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt}, \quad (10)$$

$\omega(t)$ також змінюється у часі протягом процесу розкручування та сповільнення.

Якщо розглядається дуже вузький проміжок часу t_0 , миттєва амплітуда $D(t_0)$ та частота $\omega(t_0)$ можуть бути прийняті константами. Вираз (9) набуде вигляду

$$x(t) = D(t_0) \sin(\omega(t_0)t). \quad (11)$$

Отже, вейвлет-перетворення зазнають сигнали поблизу часу t_0 тоді

$$(W_{\psi}x)(a, b) = \sqrt{a}D(t_0)e^{-(a\omega(t_0) - \omega_0)^2} \cdot e^{(j\omega(t_0)b)}. \quad (12)$$

Амплітуда набуде вигляду

$$|(W_{\psi}x)(a, b)| = \sqrt{a}D(t_0)e^{-(a\omega(t_0) - \omega_0)^2} \quad (13)$$

коли

$$a\omega(t_0) - \omega_0 = 0. \quad (14)$$

Вираз (13) набуде максимальної ваги

$$|(W_{\psi}x)(a, b)|_{\max} = \sqrt{a}D(t_0). \quad (15)$$

Беручи до уваги, що $\omega(t_0) = 2\pi f(t_0)$ з виразів (14) та (15) можна виділити миттєву частоту й амплітуду із часом t_0

$$f(t_0) = \frac{\omega_0}{2\pi a}, \quad (16)$$

$$D(t_0) = |(W_{\psi}x)(a, b)|_{\max} / \sqrt{a}. \quad (17)$$

У цифровому вигляді із частотою дискретизації f_s сигнал запишеться

$$x(k) = D(k_0) \sin(2\pi f(k_0)k / f_s). \quad (18)$$

Миттєва частота та амплітуда підраховуються

$$f(k_0) = \frac{\omega_0 f_s}{2\pi a}, \quad (19)$$

$$D(k_0) = |(W_{\psi}x)(a, b)|_{\max} / \sqrt{a}. \quad (20)$$

Для практичних підрахунків досліджувана вібраційна реалізація була поділена на відрізки, 25 % кожного відрізка перекривається із сусідніми.

Вираз за яким описується вібрація системи вал-підшипник із нестационарною частотою обертання має вигляд

$$x(t) = X(t)\sin(\varphi(t) - q(t)), \quad (21)$$

де

$$X(t) = X_0 \frac{(\omega(t)/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega(t)/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega(t)/\omega_n)^2}}, \quad (22)$$

$$q(t) = \tan^{-1}\left(\frac{2\xi\omega(t)/\omega_n}{1 - (\omega(t)/\omega_n)^2}\right), \quad (23)$$

$$\varphi(t) = (\omega_0 + 0,5ct)t, \quad (24)$$

$$\omega(t) = \omega_0 + ct, \quad (25)$$

де c є константою. Параметри змодельованого сигналу наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри змодельованого сигналу

Параметр	Значення
Стартова частота обертання	70 Гц
Частота припинення обертання	120 Гц
Резонансна частота	100 Гц
Коефіцієнт загукання	12 %
Частота дискретизації	512 Гц

На рис. 1 наведені результати застосування ВПФ до аналізу змодельованого сигналу. Кожна вибірка складається з 256 відліків.

На рис. 2 наведені результати застосування АВП. АЧХ в другому випадку є гладкішою та точнішою за аналогічну, отриману за допомогою ВПФ. Отже, АЧХ на рис. 2 є майже ідентичною до теоретичної АЧХ.

Установка для проведення експериментальних досліджень складається з валу 1 (рис. 3), встановленого в двох підшипниках кочення 2, з маховика 3, встановленого в центральній частині валу, датчику переміщення 4 та хомута 5, що охоплює вал для можливості моделювання процесу дотику. Експеримент складається з двох частин:

- визначення вібропереміщення валу під час розкручування системи, хомут знятий;

- моделювання процесу дотику. Хомут встановлений біля валу та зазор регулюється таким чином, щоб вал зміг до нього доторкнутися, коли частота обертання буде наближуватись до резонансної частоти.

Під час розкручування валу за допомогою електричного двигуна проводився адаптивний вибір масштабу вейвлет-перетворення для можливості реєстрації частот обертання з високою точністю. В разі ВПФ обирали фіксовану ширину вікна, якій відповідає фіксована частотна роздільна здатність. У ВПФ важко обирати ширину вікна для досягнення високої точності обчислень.

На рис. 4 наведене часове подання сигналу вібропереміщення під час розкручування без кріплення хому. На рис. 5, 6 наведені АЧХ, отримані після використання ВПФ та АВП. Резонансна частота становить 98.7 Гц, а коефіцієнт згасання становить 15.7 %.

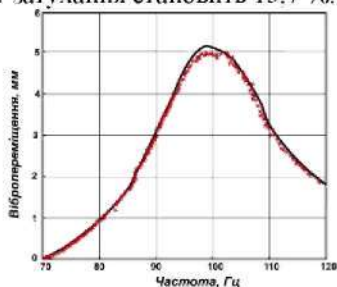


Рис. 1. АЧХ після застосування ВПФ

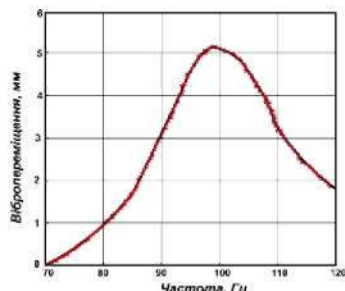


Рис. 2. АЧХ після застосування АВП

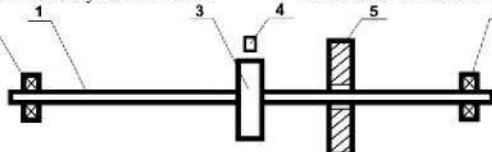


Рис. 3. Досліджувана система «вал-підшипник»

На рис. 7 наведене часове подання сигналу вібропереміщення під час розкручування із встановленим хому якого торкається вал на резонансній частоті. На рис. 8, 9 наведені АЧХ, отримані після використання ВПФ та АВП сигналу, зображеного на рис. 7. Резонансна частота становить 96.2 Гц, а коефіцієнт згасання становить 5 %.

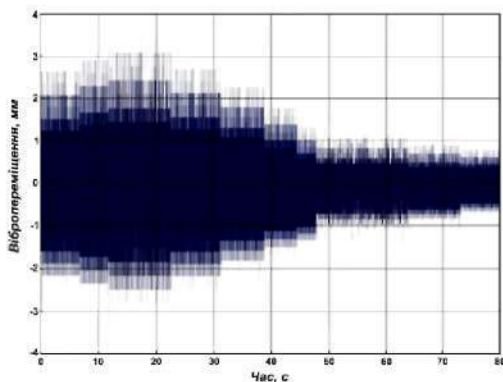


Рис. 4. Часове подання вібраційного сигналу під час розкручування системи вал-підшипник без кріплення хому

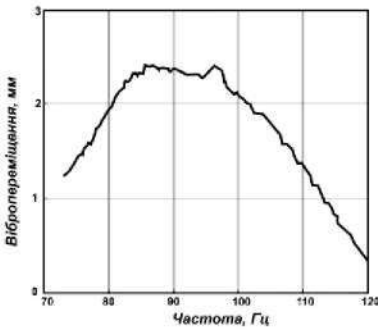


Рис. 5. АЧХ отримана ВІФ під час розкручування без встановлення хому́та

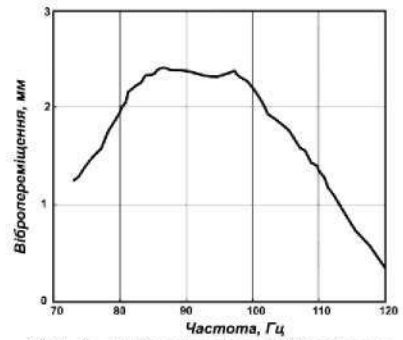


Рис. 6. АЧХ отримана АВІІ під час розкручування без встановлення хому́та

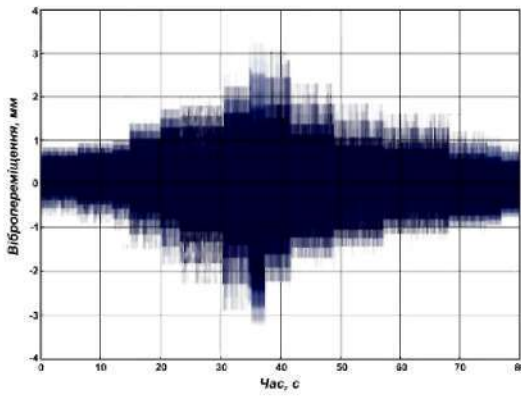


Рис. 7. Часове подання вібраційного сигналу під час розкручування системи вал-підшипник із закріпленим хому́том

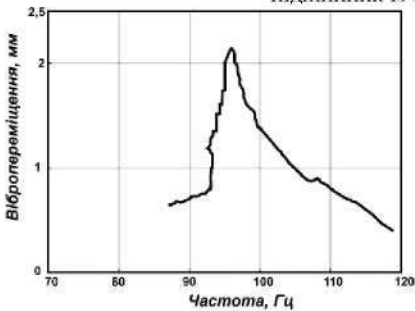


Рис. 8. АЧХ отримана за допомогою ВІФ під час розкручування із встановленим хому́том

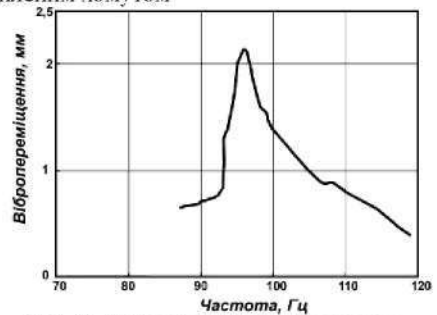


Рис. 9. АЧХ отримана за допомогою АВІІ під час розкручування із встановленим хому́том

Є очевидним, що результати отримані за допомогою АВП є кращими, ніж аналогічні після процедури ВПФ. Змодельований процес дотику розкриває специфічну поведінку ротора. Коли ротор розкручується у напрямку хому́та, спостерігається зменшення частоти обертання із незмінним зростанням амплітуди. Пізніше, після першого торкання відзначається збільшення частоти обертання. Коефіцієнт затухання є значно меншим ніж для випадку обертання без хому́та.

Висновки. Результати аналізу змодельованого та реального сигналів під час розкручування та сповільнення системи вал-підшипник встановили придатність ВПФ та АВП до аналізу нестационарних сигналів. Отримані результати моделювання дозволили.

1). визначити максимальну похибку амплітуди поблизу резонансної частоти, яка становить 3 % для ВПФ та 1 % для АВП. АЧХ, отримана шляхом використання АВП є гладкішою ніж аналогічна, отримана після застосування ВПФ, що сприяє проведенню подальшого ефективного аналізу.

2). шляхом аналізу побудованих АЧХ із торканням до хому́та та за його відсутності, встановити, що розглянута конструкція представляє собою складну динамічну систему, а АЧХ чітко виявляє момент дотику валу до хому́та і різко підвищена амплітуда гармонічної складової пошкодження в момент резонансу може тлумачитись як діагностична ознака технічного стану підшипників кочення, яку простіше ідентифікувати серед інших шумових компонентів вібраційних реалізацій на перехідних режимах.

3). створити передумови до збільшення достовірності діагностування підшипникових вузлів в процесі їх розкручування, нехтуючи облікм вищих гармонік вібрацій інших елементів колісно-моторних блоків локомотивів.

Список літератури: 1. Барков А. В., Баркова Н. А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ Вибрации. – СПб.: СПбГМТУ. 2004. – 156 с. 2. Михалків С. В. Особливості використання вейвлетного аналізу для цілей вібраційної діагностики підшипникових вузлів електричних двигунів тепловозів // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – Вып. 6/3 (24). – С. 12 – 14. 3. Михалків С. В. Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Харків, 2007. – 168 с. 4. Пат. 2153660 RU, МКИ G01M13/04. Способ и устройство вибродиагностики роторных механизмов / В. Ю. Тэттер, В. П. Щедрин, В. В. Плотников (RU). – №99113680/28; Заявлено 23.06.99; Опубл. 27.07.00, Бюл. №21. – 124 с. 5. Пристрій бортового віброконтролю підшипникового вузла колісно-моторного блоку локомотива: Заявка на винахід а 2008 00145 UA, МПК 7G01M13/04 / Е. Д. Тартаковський, О. Б. Бабанін, А. О. Каграманян, С. В. Михалків, А. М. Ходжакієвський (UA). – Заявл. 02.01.08 р. 6. Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю., Барайщук В. С. Диагностирование подшипниковых и редукторных узлов на переходных режимах // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля – 2005 – № 8(90) – С. 236 – 239. 7. Тэттер В. Ю., Щедрин В. И., Барайщук В. С. Диагностирование роторных узлов – необходимый элемент ремонта и эксплуатации подвижного состава // Локомотивинформ. – 2006. – № 4. – С. 32 – 36. 8. G. Ji, D-K Park, W-J Chung C-M Lee. 2005 International Journal of precision engineering and manufacturing. Vol. 6, № 4, 128 – 136. Adaptive wavelet analysis of non-stationary vibration signal in rotor dynamics.

Надійшла до редколегії 26.06.08

В.В. ШПАКОВСКИЙ, канд. техн. наук, *О.Ю. ЛИНЬКОВ*, канд. техн. наук, *В.В. ПЫЛЁВ*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЯ С КОРУНДОВЫМ СЛОЕМ НА ОГНЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

У роботі наведені розрахунково-експериментальні дослідження теплонапруженності поршня з корундовим поверхневим шаром на вогневому днищі. Застосування теплоізолюючого корундового шару оптимальної товщини дозволяє зменшити температуру тіла поршня під шаром і дозволяє підвищити його ресурс.

Calculated-experimental researches of heat density of the piston with a corundum superficial layer on the fire end plate are in-process instanced. Application heat-insulating a corundum layer of optimum thickness allows reduces a body temperature of the piston under a layer and allows increasing its resource.

Постановка проблеми. Повышение максимальной температуры сгорания топлива при форсировании двигателей приводит к повышению температуры поверхности поршня, что сопровождается снижением механических свойств материала поршня.

Предельная температура днища поршня из алюминиевого сплава для дизелей ограничивается 300 – 350^oC. Превышение этой температуры приводит к растрескиванию кромок камеры сгорания поршня, что ускоряет выход его из строя и способствует снижению ресурса двигателя. Поэтому снижение теплонапряжённости поршня является важной задачей для повышения ресурса дизелей.

Анализ публикаций. Повышение технико-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания может быть достигнуто уменьшением теплоотвода в стенки камеры сгорания. Однако использование жаростойких стальных теплоизолирующих накладок на поршни и головку цилиндров, кольцевых чугунных теплоизолирующих вставок в верхнем поясе гильз цилиндров приводит к значительному повышению температуры их поверхности. Так температура кромки камеры в поршне возросла с 270 - 290^oC до 690 - 710^oC, что обусловило повышение температуры тела поршня [1]. К аналогичным выводам пришли и другие исследователи [2, 3, 4].

Цели статьи. Целью работы является проведение расчётно-экспериментальных исследований теплонапряженности поршня в зависимости от толщины поверхностного теплоизолирующего корундового слоя на огневом днище поршня.

Обоснование научных результатов. Образование теплозащитного керамического корундового слоя на огневой поверхности поршня позволяет выдержать более высокую температуру рабочего тела в камере сгорания, так как теплоустойчивость корундового слоя составляет 900 – 1200^oC. Это способствует улучшению экономических показателей двигателя. Вместе с тем температура тела поршня под теплозащитным слоем снижается [5].

Нами произведен расчёт температурного состояния теплоизолирующего корундового слоя по глубине в зависимости от его толщины (до 0,5 мм) на огневом днище поршня толщиной 16 мм для дизеля 6ЧН13/11,5 мощностью 130 кВт, при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин⁻¹, с учётом изменения параметров теплообмена с огневой поверхностью доньшка поршня в течение рабочего цикла на установившемся режиме работы дизеля. Расчёт производился методом численного моделирования в формулировке вида [5]. Граничные условия со стороны рабочего тела взяты из [6] и приведены на рис.1.

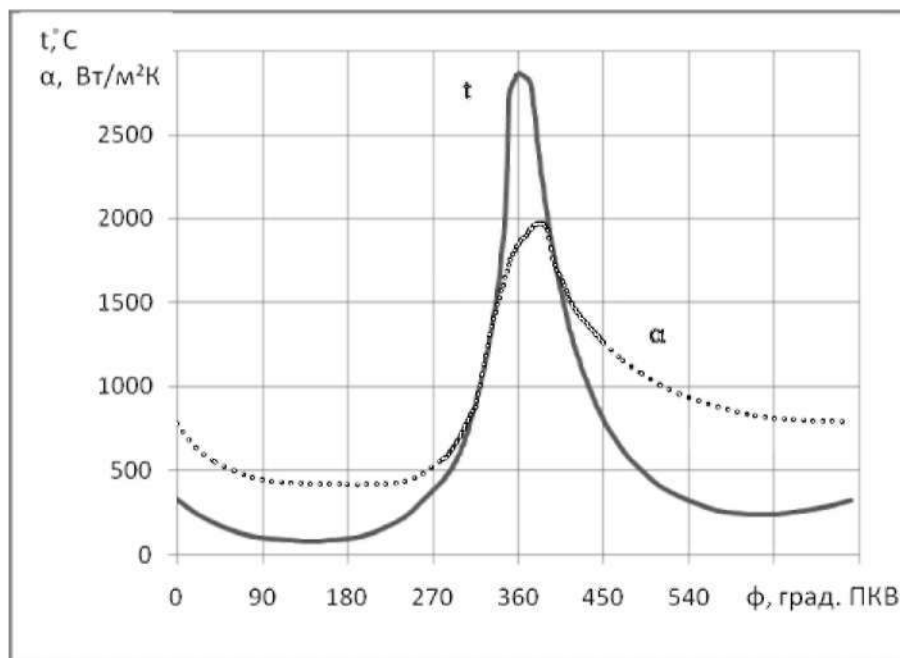


Рис.1. Изменение температуры рабочего тела и коэффициента теплоотдачи в течение рабочего цикла

Теплофизические характеристики корундового слоя принимались равными – $\lambda = 2.85$ Вт/(м·К), $c = 837$ Дж/(кг·К), $\rho = 3200$ кг/м³. Расчётные сетки

0,005 мм, 0,01мм и 0,02мм использовались до толщины 1 мм, а далее на всю толщину доньшка поршня – 16мм принималась 0,1мм.

Среднецикловые значения теплового потока в поршень без теплоизоляции составляют 392 кВт/м^2 и с увеличением толщины теплоизолирующего слоя до 0,5 мм снижаются на 30 кВт/м^2 (рис.2). Более высокая скорость уменьшения теплового потока от рабочего тела в поршень наблюдается до толщины корундового слоя 0,1- 0,15 мм.

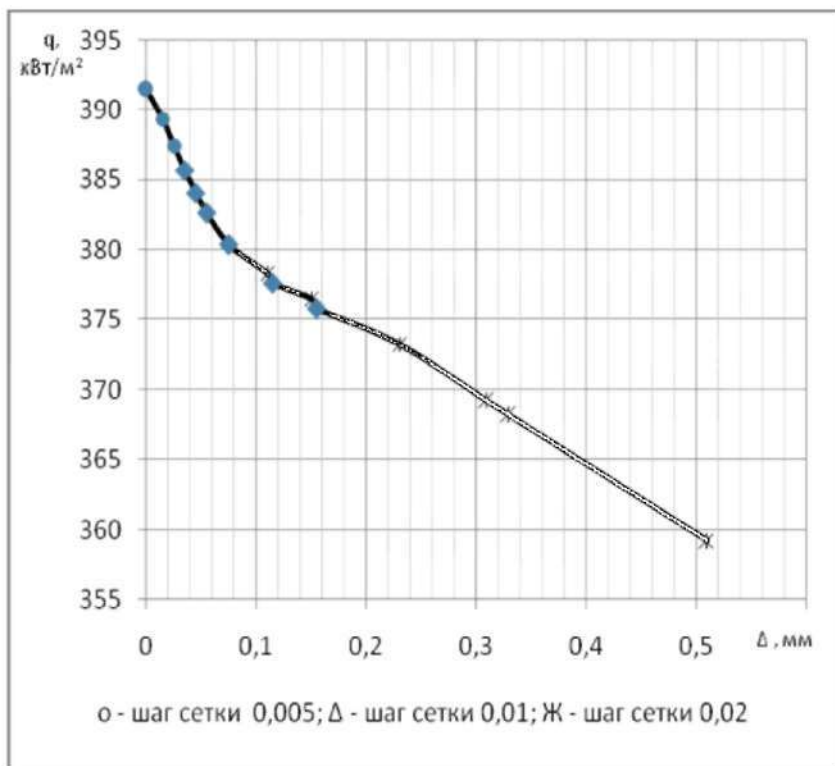


Рис.2. Расчётные значения теплового потока в поршень при различных толщинах теплоизолирующего корундового слоя Δ – на днище поршня

С увеличением толщины теплоизолирующего слоя Δ от 0 до 0,5 мм среднецикловая температура огневой поверхности доньшка поршня возрастает с 315°C до 365°C , а среднецикловая температура под теплоизолирующим слоем снижается соответственно от 315°C до 300°C (рис.3).

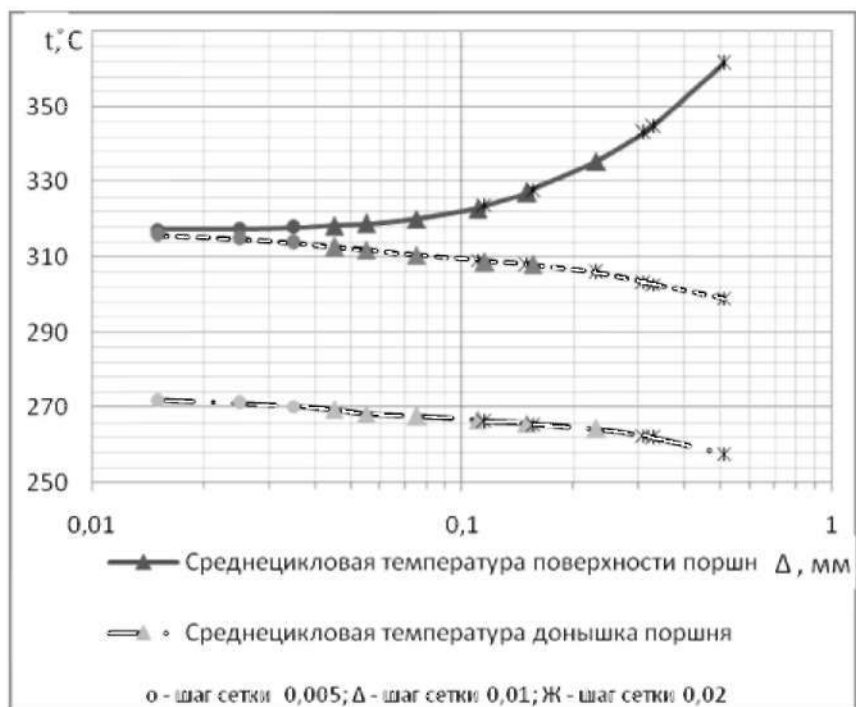


Рис.3. Расчётные значения среднецикловой температуры поршня в зависимости от толщины теплоизолирующего корундового слоя

При этом среднецикловая температура тела головки поршня с внутренней стороны снижается на 18° . Наиболее интенсивное снижение температуры тела головки поршня и под теплоизолирующим слоем наблюдается до толщины слоя 0,1- 0,15 мм., что хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными автором и другими исследователями [4.7]. Применение покрытия толщиной от $0,2 \cdot 10^{-3}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$ г позволяет снизить температуру тела головки поршня на $20-50^\circ$. [8].

При испытании тепловозного дизеля Д100 [9] с керамическим покрытием поршня установлено, что температура теплонпряженного участка головки поршня снижается на 85° . При этом эффективность снижения температуры поршня больше на тех участках, где была более высокая температура до покрытия. Таким образом, керамическое покрытие выравнивает температурное поле головки поршня и способствует уменьшению соответствующих термических напряжений. Также установлено, что покрытие толщиной 0,1 мм снижает температуру тела поршня на $45...50^\circ$, толщиной до 0,2 мм дополнительно снижает температуру на 20° , а увеличение толщины слоя кера-

мики от 0,8 мм до 0,9 мм снижает температуру только на 5°. Это означает, что с ростом толщины покрытия тепловое сопротивление возрастает, но не пропорционально толщине покрытия. При теплоизоляции днища поршня дизеля Ч 24/36 температура тела поршня снижается на 20-25°С по всей погрузочной характеристике [8].

Выводы.

1. Выполненные расчёты хорошо согласуются с экспериментальными данными других исследователей.

2. Применение теплоизолирующего корундового слоя позволяет снизить температуру тела поршня под слоем и способствует увеличению ресурса поршня.

3. Наибольшая интенсивность снижения теплового потока от рабочего тела в поршень и температурного состояния тела поршня под слоем наблюдается при толщинах теплоизолирующего корундового слоя 0,1-0,15 мм.

Список литературы: 1. *Разлейцев Н.Ф., Котылов М.Л., Карягин И.Н.* Изменение показателей процесса сгорания в дизеле с повышенной температурой стенок рабочей полости цилиндра // Двигатели внутреннего сгорания. 1986. – Вып.44. – С. 70-77. 2. *Щеголь А.Я.* Влияние жаровой накладки на поршне на температурное состояние деталей двигателя. – В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1965. – Вып.2. 3. *Михайлов А.С.* Исследование влияния тепловой изоляции днища поршня на его температурное состояние и рабочий процесс при высоком наддуве. – Тр. ЦНИДИ, 1961. – Вып. 57. 4. *Четиль В.С., Гордиенко Я.П.* Исследование влияния термозолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 // Сб. Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1970. – Вып. 10. – С. 46-52. 5. *Марченко А.П., Пылев В.А., Шпаковский В.В., Пылев В.В.* Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Матер. XI Междунар. научн.-практ. конф. – Владимир: ВГУ, 2008. – С. 220-224. 6. *Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.П. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. / Под общ. ред. А.Ф.Щеховцова.* – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. *Шпаковский В.В., Пылев В.А., Осейчук В.В.* Применение поршней с корундовым слоем - способ повышения надёжности двигателей внутреннего сгорания // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ – 2007. – Вып. 21. – С. 128-131. 8. *Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.П.* Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1979. 222 с. 9. *Никитин М.Д., Кудик А.Я., Захаров Н.И.* Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей. – Л.: Машиностроение, 1977. – 165с.

Поступила в редакцию 01.12.08

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Епифанов В.В., Бесов Л.М., Епифанова Н.В.</i> Главный конструктор тяжелых танков.....	3
<i>Абрамова Л.С., Рогов А.В.</i> Моделирование параметров транспортных потоков	9
<i>Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Майстренко Г.В.</i> Обоснование необходимости использования сжатого природного газа в качестве топлива для двигателей легковых автомобилей.....	16
<i>Авраменко А.Н.</i> Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров.....	20
<i>Бабанин А. Б., Ходакиевский А. Н.</i> Навигационная наземно - бортовая система контроло технического состояния тягово-подвижного состава.....	24
<i>Басов Г.Г., Нестеренко В.И., Антонов С.В.</i> Пути совершенствования ходовой части тепловоза 2ТЭ116у.....	28
<i>Белов В.К., Тимченко А.Ю.</i> Оценка водоходных качеств транспортера тягача МТ-ЛБ с различными типами водоходных движителей.....	34
<i>Беляев С.Н.</i> Моделирование работы стабилизатора вооружения легкобронированной боевой машины, построенного на основе бесплатформенной инерциальной системы	40
<i>Бондаренко А.И.</i> Математическая модель пневматического тормозного привода, результаты моделирования.....	46
<i>Волонцевич Д.О., Стримовский С.В.</i> Синтез гидродинамической трансмиссии транспортной машины с использованием модели двигателя внутреннего сгорания с системой топливоподачи.....	58
<i>Волонцевич Д.О., Кононенко В.А., Беляев С.Н., Богач В.С.</i> Использование комплексных функциональных математических моделей военных гусеничных и колёсных машин для анализа точности работы автономных навигационных систем.....	73
<i>Дущенко В.В.</i> Стабилизация температуры и охлаждения демпфирующих устройств подвески войсковых гусеничных и колёсных машин на основе использования эффектов фазовых переходов.....	77
<i>Епифанов В.В., Григоров Б.В.</i> Динамические характеристики прямолинейного движения быстроходных транспортных машин с учетом изменения коэффициента сопротивления движению.....	83
<i>Маслиев В.Г., Макаренко Ю.В.</i> Развитие устройств регуляторов пневматического рессорного подвешивания транспортных средств.....	91

<i>Никонов О.Я., Назарова Н.В.</i> Идентификация и контроль датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортного средства.....	97
<i>Ольшанский В. П., Лавинский В. И., Ольшанский С. В.</i> К расчету максимальной высоты полета вертикально брошенного вверх сферического тела убывающей массы.....	103
<i>Ривлюк В. Г.</i> Направление исследований по вибродиагностированию ходовой части подвижного состава.....	112
<i>Самородов В.Б., Островерх А.О.</i> Об инвариантности кинематических базисных матриц планетарных рядов при анализе кинематики трансмиссий транспортных средств.....	118
<i>Сергиенко А.Н., Самородов В.Б., Сергиенко Н.Е.</i> Анализ работ по повышению эффективности использования энергии автомобиля...	126
<i>Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.</i> Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче.....	133
<i>Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.</i> Экспериментальное исследование КПД редуктора с промежуточными телами качения.....	147
<i>Тартаковский Е. Д., Михалкив С. В.</i> Диагностирование тягового редуктора с использованием адаптивного вейвлет-фильтра.....	153
<i>Тартаковский Е. Д., Михалкив С. В.</i> Адаптивный вейвлет-анализ нестационарной вибрации на переходных режимах работы механических узлов тягового подвижного состава.....	161
<i>Шпаковский В.В., Линьков О.Ю., Пылёв В.В.</i> Оценка влияния толщины теплоизоляции на температурное состояние поршня с корундовым слоем на огневой поверхности.....	169

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

*Збірник наукових праць
Тематичний випуск
Транспортне машинобудування
Випуск 46*

*науковий редактор к.т.н., проф. Єніфанов В.В.
технічний редактор к.т.н., доц. Сергієнко М.Є.*

Відповідальний за випуск Луньова В.М.

Обл. вид. №

Підп. до друку 28.11.2008 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,4
Облік. вид. арк. 9,2. 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 10.07.2000 р.
Віддруковано в типографії СП «Современная печать»,
Харків, вул. Лермонтовська, 27