

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 14 (1057) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 14 (1057). – 192 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами.

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

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;
О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;
П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;
М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;
М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

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

Заст. відповідального редактора: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; І. В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Транспортне машинобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrichs Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

З номеру 422012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 4 від 04 квітня 2014 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.113-592.5

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
Д. М. ХАЛІН, магістрант НТУ «ХПІ»

ВИБІР МЕТОДУ ДЛЯ ОПИСУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ПНЕВМАТИЧНОМУ ГАЛЬМІВНОМУ ПРИВОДІ ПРИ РОБОЧОМУ ГАЛЬМУВАННІ

В роботі проведено порівняльний аналіз результатів, одержаних унаслідок математичного моделювання робочого гальмування автомобіля КрАЗ-6510, які відтворюють зміну тиску, часу наповнення / спорожнення ємкостей пневматичного гальмівного приводу (математичні моделі склалися методами Метлюка М. Ф. та Герц О. В.). Сформульовані рекомендації відносно вибору методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі при робочому гальмуванні.

Ключові слова: пневматичний гальмівний привід, процес гальмування, Метлюка М. Ф., Герц О. В., наповнення, спорожнення.

Вступ. На теперішній час існує велика кількість методів для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі (ПГП). Нажаль, результати, що отримані в процесі моделювання за різними методиками при одних і тих же початкових даних, інколи відрізняються між собою в декілька разів. Вибір методу в значній мірі впливає на обґрунтування доцільності застосування тих чи інших конструктивних змін в ПГП.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найпоширенішим методом для опису перехідних процесів в ПГП при робочому гальмуванні є метод Метлюка М. Ф. [1]. За методом Метлюка М. Ф. математична модель ПГП складається на основі балансу миттєвих масових витрат у вузлах пневмоланцюгів з використанням гіперболічної функції миттєвої масової витрати через дросель [1]. Хоча метод Метлюка М. Ф. не має на увазі опис роботи ПГП в циклічному режимі, в деяких роботах саме при циклічному режимі роботи його застосовують [2, 3], при цьому результати теоретичного та експериментального дослідження мають непогану збіжність між собою.

Більш універсальним є метод Герц О. В. [4 – 9], який можна застосовувати до всіх режимів роботи пневмоприводу.

В роботі [10] запропоновано нові методи опису перехідних процесів в ПГП, різноманітні модифікації функції витрати, проте методи Метлюка М. Ф. та Герц О. В. на теперішній час користуються найбільшим попитом, що обумовлено найбільшою їх достовірністю, поширеністю та популярністю серед інженерів, які займаються динамікою ПГП. Основна відмінність диференціальних рівнянь, складених за двома методами, полягає в різних функціях витрати.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є вибір методу для опису перехідних процесів в ПГП який би достовірно відтворював зміну тиску в ємкостях ПГП при робочому гальмуванні. Для цього буде проведений порівняльний аналіз результатів, що отримані в процесі моделювання (математичні моделі склалися за методами Метлюка М. Ф. та Герц О. В. для ПГП автомобіля КрАЗ-6510) та запропоновані відповідні рекомендації з урахуванням побажань, що наведені в роботах [1 – 10].

Вибір методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі при робочому гальмуванні.

Розглянемо три варіанти схеми ПГП:

- пневматичний гальмівний кран (ПГК) – модулятор тиску (МТ) – клапан прискореної дії (КПД) – гальмівна камера (ГК) (схема 1);
- ПГК – МТ [11] – ГК (схема 2);
- ПГК – КПД – МТ – ГК (схема 3) .

В результаті розрахунків для кожної схеми двома методами одержані криві зміни тиску у виконавчих апаратах ПГП як при загальмуванні, так і розгальмуванні. Результати розрахунків часу наповнення та спорожнення ГК для різноманітних схем розташування МТ наведено в табл. 1.

Виконані розрахунки показали добру збіжність за двома методами. Найменший час наповнення та спорожнення (табл. 1) – при розташуванні МТ за першою схемою: ПГК – МТ – КПД – ГК, максимальний – при розташуванні за другою схемою: ПГК – МТ – ГК.

Таблиця 1 – Результати розрахунків часу наповнення та спорожнення ГК

Схема розташування МТ	Час наповнення, с (підвищення тиску до 75% від максимального в гальмівній камері)		Час спорожнення, с (зниження тиску до 10% від максимального в гальмівній камері)	
	метод Метлюка М. Ф.	метод Герц О. В.	метод Метлюка М. Ф.	метод Герц О. В.
1	0,132	0,137	0,212	0,235
2	0,3724	0,324	0,675	0,652
3	0,1866	0,1733	0,2904	0,28

Не зважаючи на добру збіжність отриманих результатів за двома методами, необхідно перевірити доцільність застосування метода Метлюка М. Ф. для опису перехідних процесів в ПГП при робочому гальмуванні. З літератури [1] відомо, що метод Метлюка М. Ф. має похибку до 30% в порівнянні з експериментальними дослідженнями, якщо виконується наступна вимога:

$$\frac{t_c}{t_n} = 1,5 \div 1,7 \quad (1)$$

де t_c – час спорожнення ємкості ГК до значення тиску, що відповідає 10% від максимального в гальмівній камері;

t_n – час наповнення ємкості ГК до значення тиску, що відповідає 90% від максимального в гальмівній камері.

Результати розрахунку, що наведені в табл. 2, показали невідповідність отриманих співвідношень часу спорожнення до часу наповнення ємкості ГК з рекомендованими [1], тобто в даному випадку для опису перехідних процесів в ПГП при робочому гальмуванні доцільніше використовувати метод Герц О. В. (теоретичні результати, отримані за методом Метлюка М. Ф, можуть відрізнятись від експериментальних більш ніж на 30%).

Таблиця 2 – Результати розрахунку співвідношень часу спорожнення до часу наповнення ГК

Схема розташування МТ	Час наповнення (t_n) ГК, с (підвищення тиску до 90% від максимального в гальмівній камері)	Час спорожнення (t_c) ГК, с (зниження тиску до 10% від максимального в гальмівній камері)	t_c / t_n
1	0,17	0,212	1,247059
2	0,502	0,675	1,344622
3	0,2372	0,2904	1,224283

Висновки.

1. Розміщення МТ за першою схемою: ПГК – МТ – КПД – ГК є оптимальним з погляду зниження часу наповнення та спорожнення виконавчих апаратів ПГП.

2. Для опису перехідних процесів в ПГП як при робочому гальмуванні, так і роботі привода в циклічному режимі доцільніше використовувати метод Герц О. В.

Список літератури: 1. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с. – (Библиотека конструктора). 2. Северин А. А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом : дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Северин Александр Александрович. – Харьков, 1985. – 217с. 3. Кравец Ф. К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Ф. К. Кравец. – Харьков, 1985. – 23 с. 4. Герц Е. В. Пневматические приводы. Теория и расчет / Елена Васильевна Герц. – М. : Машиностроение, 1969. – 359 с. 5. Бондаренко А. І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 “Автомобілі

та трактори” / *Бондаренко Анатолій Ігорович*. – Харків, 2010. – 203с. **6.** *Бондаренко А. І.* Математическая модель пневматического тормозного привода, результаты моделирования / *А. І. Бондаренко* // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” : зб. наук. праць. Тематичний випуск : Транспортне машинобудування. – 2008. – № 46. – С. 46 – 57. **7.** *Гецович Е. М.* Влияние схемы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе / *Е. М. Гецович, А. І. Бондаренко* // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” : зб. наук. праць. Тематичний випуск : Транспортне машинобудування. – 2006. – № 26. – С. 81 – 86. **8.** Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / *Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Курчатый В. И.* – Харьков : ХГАДТУ, 2000. – 472 с. **9.** *Туренко А. Н.* Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / *Анатолій Николаевич Туренко*. – Харьков : ХГАДТУ, 1997. – 353 с. **10.** *Крамской А. В.* Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств : дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.02 “Автомобили и тракторы” / *Крамской Александр Владимирович*. – Харьков, 2006. – 270 с. **11.** Пат. на кор. модель 35140 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу / *Є. М. Гецович, А. І. Бондаренко*; заявитель та патентообладач *Є. М. Гецович, А. І. Бондаренко* (Україна). – № а 2007 14047; заявл. 14.12.07; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17.

Bibliography (transliterated): **1.** *Metljuk N. F., Avtushko V. P.* Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskih privodov avtomobilja / *N. F. Metljuk, V. P. Avtushko*. – M. : Mashinostroenie, 1980. – 231 s. – (Biblioteka konstruktora). **2.** *Severin A. A.* Sovershenstvovanie ispolnitelnoj chasti antiblokirovochnoj sistemy avtomobilej s pnevmaticheskim tormoznym privodom : dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk : spec. 05.05.03 “Avtomobili i traktory” / *Severin Aleksandr Aleksandrovich*. – Harkov, 1985. – 217s. **3.** *Kravec F. K.* Obosnovanie parametrov pitajushhej chasti pri rabote pnevmaticheskogo tormoznogo privoda bolshegruznyh avtomobilej i avtopoezdov v ciklicheskom rezhime : avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk : spec. 05.05.03 “Avtomobili i traktory” / *F. K. Kravec*. – Harkov, 1985. – 23 s. **4.** *Gerc E. V.* Pnevmaticheskie privody. Teorija i raschet / *Elena Vasilevna Gerc*. – M. : Mashinostroenie, 1969. – 359 s. **5.** *Bondarenko A. I.* Udoshonalennja procesiv moduljacji tisku v pnevmatichnomu galmivnomu privodi avtomobiliv : dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk : spec. 05.22.02 “Avtomobili ta traktori” / *Bondarenko Anatolij Igorovich*. – Harkov, 2010. – 203s. **6.** *Bondarenko A. I.* Matematicheskaja model pnevmaticheskogo tormoznogo privoda, rezultaty modelirovanija / *A. I. Bondarenko* // Visnik nacionalnogo tehnicnogo universitetu “Harkivskij politehnicnij institut” : zb. nauk. prac. Tematicnij vipusk : Transportne mashinobuduvannja. – 2008. – № 46. – S. 46 – 57. **7.** *Gecovich E. M.* Vlijanie shemy ustanovki i prohodnyh sechenij moduljatora davlenija na rashod zapasov szhatogo vozduha v pnevmaticheskom tormoznom privode / *E. M. Gecovich, A. I. Bondarenko* // Visnik nacionalnogo tehnicnogo universitetu “Harkivskij politehnicnij institut” : zb. nauk. prac. Tematicnij vipusk : Transportne mashinobuduvannja. – 2006. – № 26. – S. 81 – 86. **8.** Povyshenie jeffektivnosti tormozhenija avtotransportnyh sredstv s pnevmaticheskim tormoznym privodom / *Turenko A. N., Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Kirchatyj V. I.* – Harkov : HGADTU, 2000. – 472 s. **9.** *Turenko A. N.* Povyshenie jeffektivnosti tormozhenija gruzovyh i passazhirskih avtotransportnyh sredstv s pnevmaticheskim tormoznym privodom. Monografija. / *Anatolij Nikolaevich Turenko*. – Harkov : HGADTU, 1997. – 353 s. **10.** *Kramskoj A. V.* Sovershenstvovanie metodov rascheta dinamiki pnevmoapparatov i pnevmaticheskogo tormoznogo privoda avtotransportnyh sredstv : dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk : spec. 05.22.02 “Avtomobili i traktory” / *Kramskoj Aleksandr Vladimirovich*. – Harkov, 2006. – 270 s. **11.** Пат. на кор. модел 35140 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу / *Є. М. Гецович, А. І. Бондаренко*; заявитель та патентообладач *Є. М. Гецович, А. І. Бондаренко* (Україна). – № а 2007 14047; заявл. 14.12.07; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17.

Надійшла (received) 01.04.2014

В. В. КОСТЮК, ст. наук. співр. Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

П. О. РУСИЛО, канд. техн. наук, доц., пров. наук. співр. Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

О. М. КАЛІНІН, наук. співр. Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

Р. Г. БУДЯНУ, канд. техн. наук, начальник науково-дослідної лабораторії Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

Ю. В. ВАРВАНЕЦЬ, наук. співр. Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

ОЦІНКА ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ЗАХИЩЕНОСТІ АВТОМОБІЛІВ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Проведено аналіз бойового використання автомобілів багатоцільового призначення у локальних конфліктах останніх десятиріч. Його результати свідчать про низьку захищеність автомобілів від ураження стрілецькою зброєю, а також осколками фугасів та мін. Основним завданням стає збереження особового складу в умовах застосування протитанкових засобів ближнього бою, іншої легкої зброї, під час раптових нападів із засідок, вогню противника з флангу або тилу, широкому застосуванні мінно-вибухових загороджень тощо. А це можливе за умови застосування автомобілів багатоцільового призначення з підвищеним рівнем захисту від засобів ураження. Розв'язується проблема, яка полягає в досягненні такого рівня захищеності, який би дозволив не втратити рухомість та їхню працездатність під час ураження вогневими засобами противника. Проведений аналіз загальносвітових тенденцій розвитку захищеності автомобілів багатоцільового призначення. Дана оцінка підвищення рівня захищеності автомобілів ГАЗ-66 і УАЗ-452Д.

Ключові слова: автомобілі багатоцільового призначення, захищеність, локальний броньований захист, аналіз бойового використання, локальні конфлікти, засоби ураження, рухомість, навісний локальний броньований захист, броньований екран, армійський автомобіль.

Вступ. Постановка проблеми. Результати аналізу бойового використання автомобілів багатоцільового призначення (АБП) у локальних конфліктах останніх десятиріч свідчать про низьку їхню захищеність від ураження стрілецькою зброєю, а також осколками фугасів та мін [1]. Основним завданням стає збереження особового складу в умовах застосування протитанкових засобів ближнього бою, іншої легкої зброї, під час раптових нападів із засідок, вогню противника з флангу або тилу, широкому застосуванні мінно-вибухових загороджень тощо. А це можливе за умови застосування АБП з підвищеним рівнем захисту від засобів ураження

Проблема полягає в досягненні такого рівня захищеності АБП, який би дозволив не втратити рухомість та їхню працездатність під час ураження вогневими засобами противника

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Провідне положення у сфері захищеності зразків ОБТ [1 – 5] займає США. Підвищення захищеності машин досягається за рахунок використання комплектів захисту А і В. Комплект захисту А встановлюється на етапі виробництва, комплект В – за необхідністю у польових умовах [2].

У збройних силах Великобританії базовою основою захисту існуючого парку машин є заводські комплекти захисту, які складаються з великої кількості броньованих пластин і кріпляться ззовні машини з їхнім перекриттям [2].

Німецькі вантажні автомобілі компанії MAN мають найбільш досконалий балістичний та протимінний захист. Їхні автомобілі мають цілнометалеву кабінку з вбудованим бронюванням. Для перевезення особового складу у районах з підвищеною небезпекою використовуються броньовані контейнери на 18 осіб [2].

Оригінальне технічне рішення застосували французькі фахівці: альтернативу накладній броні розробили змінні броньовані кабінки для вантажних автомобілів. Спроби нарощування броньованого захисту на старих зразках призвело до значного зменшення їхньої вантажності і не виправдало витрачених коштів, що змусило розробити нові зразки броньованих машин [2].

У ЗС Канади для підвищення захищеності автомобілів старого парку використовуються комплекти накладної броні. У подальшому передбачається оснащати ЗС машинами тільки із вбудованим броньованим захистом [2].

Проведений аналіз загальносвітових тенденцій розвитку захищеності машин показують що забезпечити повну захищеність АБП в сучасних умовах розвитку засобів ураження неможливо, але актуальним на цей час є одночасне застосування як змінних навісних захисних комплектів так і вбудованих. Зокрема сучасні тенденції свідчать про перевагу застосування вбудованого броньованого захисту машин для нових і перспективних зразків автомобільної техніки.

ЗС України приймають активну участь у міжнародних миротворчих місіях і спеціальних операціях. Підвищенню рівня захищеності АБП, які знаходяться на озброєнні ЗС приділяється особлива увага. Однак в парку автомобільної техніки ЗС України відсутні як броньовані автомобілі так і промислові комплекти накладної броні для наявних зразків автомобільної техніки. У військах для захисту від вогневого ураження на АБП встановлюються підручні засоби: різного роду захисні екрани; ящики з піском і камінням; баки, термоси з водою і моторною оливою. На АБП, які обладнані локальним броньованим захистом, ефективність захисту екіпажу від куль калібру 7,62 мм та осколків мін і фугасів підвищується у 1,5–2 рази [1].

Локальний броньований захист збільшує споряджену масу АБП «Урал-4320» і КамАЗ-4310 від нормативної на 2,6 і 2,05%, шляхову витрату палива на 2,6 і 1,95%, а максимальну швидкість зменшує з 85 до 82,5 і 83,3 км/год відповідно [3].

Бортові вантажні автомобілі УАЗ в основному призначаються для перевезення особового складу доставки невеликих партій військових вантажів, встановлення спеціального обладнання і легкого аеродромного устаткування. Армійський автомобіль ГАЗ призначений для перевезення особового складу, вантажів, буксирування причепів або легкої військової техніки, мінометів і літальних апаратів і парашутного десантування, розміщення різноманітного устаткування, оснащення або майна.

Оскільки Україна бере активну участь у міжнародних миротворчих місіях і спеціальних операціях, то підвищення рівня захищеності АБП ГАЗ-66, УАЗ-452Д та УАЗ-3151, які знаходяться на озброєнні ЗС, є актуальним.

Аналіз публікацій вітчизняних авторів за останні роки [6 – 12] свідчить, що основна їх увага приділяється захищеності броньованих машин першого ешелону, тоді як АБП залишаються поза увагою.

Метою статті є оцінка підвищення рівня захищеності АБП ГАЗ-66, УАЗ-452Д та УАЗ-3151 за рахунок раціональної схеми розміщення локального броньованого захисту.

Виклад основного матеріалу. Матеріали досліджень. До переліку конструктивних елементів АБП, які безпосередньо забезпечують рухомість та рівень захищеності яких необхідно підвищувати, входять: двигун, паливні баки, колеса та елементи рульового керування, у окремих випадках платформи вантажних автомобілів.

До основних чинників, які враховуються під час розробки локального броньованого захисту, відносяться:

- номінальне навантаження на шасі базового автомобіля, вузли та агрегати трансмісії.
- оглядовість базового шасі через лобове скло, бічні вікна дверей кабіни і бічні дзеркала заднього виду.
- відповідність усім нормативним вимогам, що пред'являються до транспортних засобів які призначені для перевезення особового складу, вантажів і спеціального обладнання.

У конструкції кожного АБП виділяють складові частини, які захищають життя екіпажу і зберігають рухомість машини, – кабіна, двигун, паливний бак, шасі і кузов. Характер впливу на АБП засобів вогневого ураження противника, показав першочергову потребу у підвищенні рівня захищеності кабіни і двигуна АБП.

Підвищення рівня захищеності кабіни залежить від схеми компоновки АБП – від взаємного розташування двигуна і кабіни. Схеми компоновки

АБП можуть бути чотирьох варіантів: 1 – двигун встановлений над переднім мостом, кабіна розташована за двигуном; 2 – двигун встановлений над переднім мостом, кабіна частково розташована над двигуном; 3 – двигун встановлений над переднім мостом, кабіна розташована безпосередньо над двигуном; 4 – двигун встановлений позаду переднього мосту, кабіна максимально розташована в передній частині машини.

Досвід бойового використання АБП показує, що у перших двох випадках необхідно підвищити рівень захищеності як двигуна так і кабіни, а у двох наступних випадках – захищеність кабіни. У той же час в умовах застосування противником мінних загороджень виникає крайня необхідність обмежувати використання автомобілів 3 і 4 варіанту компоновки. Розташування кабіни АБП безпосередньо над переднім мостом (автомобілі КамАЗ), під час підриву на мінах, призводить до важких наслідків: особовий склад, який знаходився в кабіні, гине або отримує важкі травми і контузії. Найбільш ефективною схемою компонування армійського автомобіля, в плані захищеності екіпажу і збереження рухомості, вважається розташування кабіни за двигуном по типу автомобіля «Урал». Така схема компонування забезпечує найкращий захист екіпажу від ураження осколками і вибуховою хвилею під час підриву на мінах і фугасах.

Аналіз використання в воєнних конфліктах та миротворчих операціях АБП показав, що основними засобами їх ураження були стрілецька зброя калібру 5,45; 5,56 і 7,62 мм, осколки мін і снарядів.

Отже, враховуючи характер завдань та засоби ураження, які застосовуються, рівень захисту АБП зазначеного типу повинен бути не нижче 6 класу (ПСЗА-6) відповідно до ДСТУ 3975:2000 [4] та не нижче 3 рівня та протимінного захисту повинен бути не нижче 1 відповідно до STANAG 4569 [5].

Результати досліджень. Варіант оснащення навісними елементами захисту автомобіля УАЗ-3151 і ГАЗ-66 від ураження вогнем стрілецької зброї та осколків мін наведено на рис. 1, 2.

Максимально допустима вага локального броньованого захисту визначається формулою:

$$G_{БА} = H_{брон} + P_{екіпаж} + G_{ВАН},$$

де $G_{БА}$ – вантажність базового автомобіля; $H_{брон.}$ – вага локального броньованого захисту; $P_{екіпаж}$ – вага екіпажу; $G_{ВАН.}$ – вага вантажу та спеціального обладнання, яке перевозиться.

Одночасно результати аналізу свідчать, що проводити підвищення броньованого захисту АБП без відповідних розрахунків є неможливим,

оскільки це призводить до погіршення тактико-технічних характеристик, маневреності і мобільності машини.

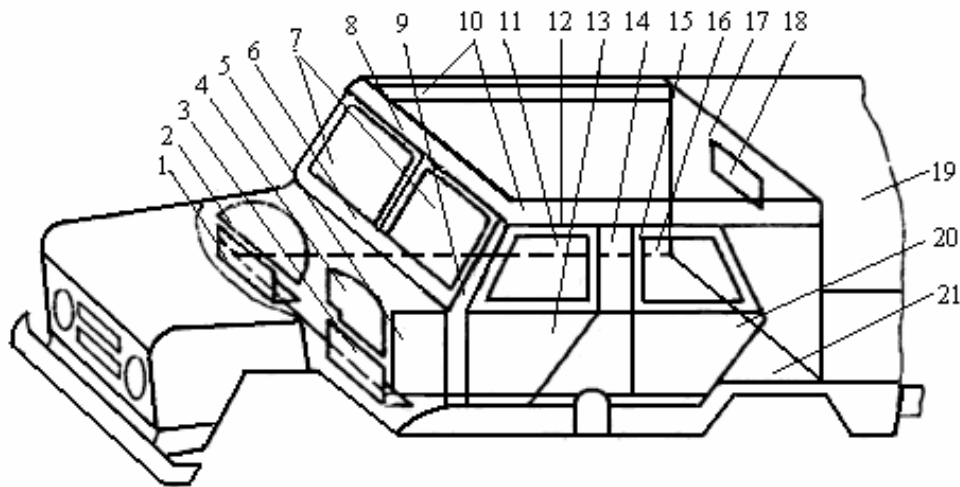


Рис. 1. – Схема встановлення броньованих екранів автомобіля УАЗ:

1 – передньої панелі нижній правий; 2 – передньої панелі верхній правий; 3 – передньої панелі нижній лівий; 4 – передньої панелі верхній лівий; 5 – передньої бокової панелі; 6 – пройма вітрових вікон нижній; 7 – спеціальне вітрове скло; 8 – пройма вітрових вікон верхній; 9 – передні стійки; 11 – спеціальна скло передніх дверей; 12 – верхньої на надставки передньої лівої двері; 13 – передні двері; 14 – середня боковина кузова; 15 – верхня надставка задньої лівої двері; 16 – спеціальне скло задніх дверей; 17 – задні панелі; 18 – спеціальне скло екрана задньої панелі; 19 – бокової панелі задній; 20 – задньої двері; 21 – днище кузова.

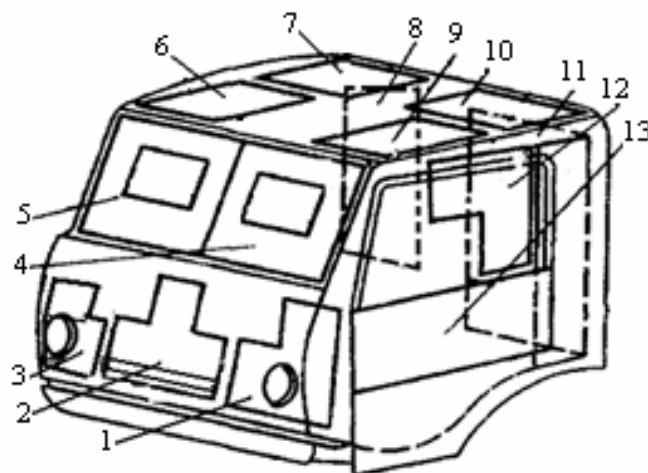


Рис. 2 – Схема встановлення броньованих екранів на внутрішній частині кабіни ГАЗ-66:

1 – екран передньої панелі, лівий; 2 – екран передньої панелі радіатора; 3 – екран передньої панелі, правий; 4, 5 – екрани лобового скла,(лівий і правий); 6, 7 – екрани панелі даху, праві (передній, задній); 8 – екран правої задньої панелі; 9, 10 – екрани панелі даху, ліві (передній, задній); 11 – екран лівої задньої панелі; 12 – екран лівих дверей верхній; 13 – екрани лівих і правих дверей, нижні.

Використання локального броньованого захисту на АБП повинно відповідати комплексу тактико-технічних вимог і основним нормативно-технічним документам.

Локальне бронювання АБП має як позитивні так і негативні сторони.

Позитивні сторони:

- локальне бронювання легше за масою по відношенню до маси повного бронювання;
- значно дешевше у виготовленні і в основному зберігає тактико-технічні характеристики машини;
- забезпечує швидкий доступ до захищених агрегатів, вузлів і систем з метою виконання технічного обслуговування і ремонту;
- локальне бронювання може встановлюватися і зніматися в залежності від характеру та місця виконання АБП завдань.

Негативні сторони:

- погіршення огляду місцевості з місця водія і командира;
- під час тривалої експлуатації АБП у важких дорожніх умовах можливе провисання дверей і утворення тріщин на панелях кабіни в місцях концентрації напружень в результаті недостатньої несучої здатності конструкції кабіни і великої маси броньованого захисту;
- зменшення швидкості руху і збільшення витрати палива.

У відповідності до особливості конструкції, обладнання вантажних автомобілів ГАЗ-66 і УАЗ-452Д доцільно виконати за схемою – навісний локальний броньований захист встановлюється на силовому каркасі ззовні автомобіля, на кабіну і вантажну платформу.

Захисні броньовані екрани встановлюють перед лобовим склом, на дверях кабіни, в передній частині капоту і позаду кабіни.

Для забезпечення огляду з місця водія на екранах лобового і великого вітрового скла зроблено вирізи. Нижня частина верхніх бокових екранів шарнірно закріплена на дверях кабіни, що дозволяє їх переводити із бойового положення в похідне. Захисною локальною бронею закриті бокові і задні панелі кабіни (на рівні сидінь водія і командира). На захисних броньованих екранах які закривають із середини кабіни лобове скло, зроблено вирізи для огляду дороги з місця водія і пасажирів. Навісні екрани вантажної платформи кріпляться до її бортів. За потребою, також можна встановлювати навісні екрани для захисту паливних баків, днища кабіни (кузова) та коліс.

Для автомобіля УАЗ-3151 встановлюються броньовані екрани на силовий каркас у внутрішній частині машини.

Кріплення елементів броньованого захисту у внутрішній частині машини може бути виконане у двох варіантах:

- болтове з'єднання елементів броньованого захисту на силовому каркасі кузова базового автомобіля;

- суцільнозварне з'єднання елементів бронювання на внутрішніх поверхнях кузова базового автомобіля;

Необхідно відмітити, що болтове з'єднання не забезпечує безпеки для екіпажу і вантажу під час виникнення надзвичайних ситуацій або дорожньо-транспортних пригод, оскільки в цьому випадку фрагменти елементів броньованого захисту можуть зрізати болти кріплення і почнуть складатися, зменшуючи при цьому до мінімуму об'єм життєвого простору для екіпажу.

Броньовані деталі АБП (і тому числі і броньоване скло) повинні бути виготовлені з матеріалів (або композиції матеріалів), які відповідають певному класу захисту.

Конструкція захисних броньованих екранів АБП, з'єднання і ущільнення повинні характеризуватися відсутністю виступаючих частин і форм. Усі елементи і обладнання броньованого захисту не повинні виступати над опорною поверхнею і мати радіус округлення не менше ніж 3,2 мм.

Для бронювання АБП з метою збереження їх ТТХ використовують широке коло захисних та протиосколкових броньових структур з поверхневою щільністю, яка не перевищує 50–80 кг/м². Такий броньовий захист називають легкою бронею. Основними типами легкої броні є: текстильна, органопластикові, металева, керамічна, комбінована багатошарова та прозора.

Для розрахунку захисних броньованих екранів для автомобілів ГАЗ-66 та УАЗ-452Д, за умов забезпечення захисту від бронебійних куль калібру 7,62 (Б-32) взята сталь 44С товщиною 7 мм, маса якої площею 1 м² становить 31,5 кг.

Таблиця 1 – Результати розрахунку захисних броньованих екранів

Елементи бронювання	Площа елемента бронювання, м ²		Маса елемента, броньованого	
	ГАЗ-66	УАЗ-452Д	ГАЗ-66	УАЗ-452Д
Кабіна:				
двері	1,54	1,72	49	54
скло	1,0	1,13	31	35
Радіатор	1,54	0,62	49	19
Паливні баки	1,09	0,64	34	20
Вантажна платформа	13,3	6,9	420	217
Усього:	18,4	11,1	583	345

Розрахунки захисних броньованих екранів показали, що загальна площа елементів бронювання становить 18,4 і 11,1 м² відповідно для ГАЗ-66 і УАЗ-452Д. Загальна маса навісної броні для автомобіля ГАЗ-66 складатиме 583 кг, а для УАЗ-452Д – 345кг (табл. 1). Отримані результати свідчать про

недоцільність локального бронювання автомобілів ГАЗ-66 і УАЗ-452Д. Оскільки суттєве збільшення маси автомобілів приведе до значних змін технічних характеристик: збільшення шляхової витрати палива, зменшення швидкості руху, погіршення динаміки руху тощо. Виникають проблеми технічного характеру: збільшується напруження несучих металевих конструкцій і понаднормове навантаження на ведучі мости, виникають складності у керуванні, не забезпечуються нормативні тягово-швидкісні характеристики і показники прохідності. Все це погіршує мобільність і маневреність автомобілів під час руху колон на марші і підвищення ймовірності їхнього ураження різними видами зброї. Для збереження оптимальних показників експлуатаційних і тактико-тактичних характеристик доцільно зменшити конструктивно закладену вантажопідйомність автомобілів на відповідну величину маси локального бронювання.

Висновки. 1. Нарощування броньованого захисту на автомобілях ГАЗ-66 і УАЗ-452Д значно збільшує їхню масу, викликає погіршення нормативних тягово-швидкісних характеристик і показників прохідності, що спонукає до розроблення нових зразків АБП із вбудованим броньованим захистом.

2. Вирішення проблеми захищеності автомобілів від вражаючих факторів противника потребує комплексного підходу і полягає в досягненні такого рівня захищеності вказаних автомобілів, який дозволяє не втратити рухомість та працездатність автомобілів в умовах впливу стрілецької зброї калібру до 7,62 мм включно, осколків і мін та оптимальне збереження її основних експлуатаційних і тактико-тактичних характеристик.

3. З метою підвищення захищеності автомобілів ГАЗ-66 і УАЗ-452Д без зменшення спорядженої маси та забезпечення їх рухомості під час обстрілів в конструкції автомобілів доцільно передбачити встановлення: потужної дизельної силової установки, шин коліс зі спеціальними вставками і клапанами двосторонньої дії в системі регулювання тиску повітря в шинах, додаткового паливного бака місткістю 5л.

Список літератури. 1. Гребенник А. Н. Анализ использования и поражения автомобилей многоцелевого назначения / А. Н. Гребенник // Артиллерийское и стрелковое вооружение. 2011. №1. – С. 36–40. 2. *Army Guide* – Бронированные грузовики. www.armynow.ru/node/31394. 3. Костюк В. В. Підвищення рівня захищеності автомобілів багатоцільового призначення локальним бронюванням / В. В. Костюк, П. О. Русіло, В. П. Белена // Військово-технічний збірник. 2011. №2(5). – Львів : АСВ, 2012. – С.17–22. 4. Захист панцерний спеціалізованих автомобілів. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 3975:2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держстандарт України, 2000. – 14 с. – (Національний стандарт України). 5. Protection levels for occupants of logistic and light armoured vehicle : STANAG 4569 Land (Edition 1). NATO/PFP Unclassified, 2004. – 10 p. 6. Чепков І. Б. Числове моделювання ударно-хвильового навантаження днища транспортного засобу / І. Б. Чепков, С. П. Бісик, В. Г. Корбач // Механіка та машинобудування. – 2011. – №1. – С. 149-154. 7. Чепков І. Б. Направлення розвитку бойових частей на основе снарядоформирующих зарядов / І. Б. Чепков, А. Б. Тимошенко //

Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2011. - №2 – С. 18-22. **8.** Храмцова И. Я. Динамика и напряженно-деформированное состояние корпусов легкобронированных боевых машин / И. Я. Храмцова, С. Т. Бруль, Б. Я. Литвин, А. И. Шейко, А. В. Грабовский, Д. С. Мухин // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія : Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 1 (975). – С. 154-160. **9.** Бараников Я. Н. Разработка связующего модуля для расчета процессов взрыва при помощи пре-постпроцессора ANSYS и решателя LS-DYNA / Я. Н. Бараников, Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип. : Машинознавство і САПР. – 2006.– № 3. – С.3-9. **10.** Бруль С. Т. Отдельные аспекты моделирования воздействия ударной волны на корпус боевой машины / С. Т. Бруль // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія : Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. № 42 (1015). – С. 32-37. **11.** Бруль С. Т. К вопросу моделирования реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / С. Т. Бруль // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія : Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. // № 43 (1016). – С. 46-50. **12.** Танченко А. Ю. Динамические и прочностные характеристики тонкостенных элементов машиностроительных конструкций при уменьшении толщины в процессе эксплуатации / А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, И. В. Артемов, А. В. Литвиненко // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Обьедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол. : А. А. Дюжев [и др.]. – 2013. – Вып.2. (принято к публикации) Объем – 10 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Grebennik A. N. Analiz ispolzovaniya i porazheniya avtomobilej mnogoceleвого naznacheniya / A. N. Grebennik // Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie. 2011. №1.– S. 36–40. **2.** Army Guide – Bronirovannye gruzoviki. www.armynow.ru/node/31394. **3.** Kostjuk V. V. Pidvishhennja rivnja zahishhenosti avtomobiliv bagatocilovogo priznachennja lokalnim bronjuvannjam / V. V. Kostjuk, P. O. Rusilo, V. P. Belena // Vijskovo-tehnicnij zbirnik. 2011. №2(5). – Lviv : ASV, 2012. – S.17–22. **4.** Zahist pancerovij specializovanih avtomobiliv. Zagalni tehnicni vimogi : DSTU 3975:2000. – [Chinnij vid 2001-01-01]. – K. : Derzhstandart Ukraini, 2000. – 14 s. – (Nacionalnij standart Ukraini). **5.** Protection levels for occupants of logistic and light armoured vehicle : STANAG 4569 Land (Edition 1). NATO/PFP Unclassified, 2004. – 10 p. **6.** Chepkov I. B. Chislove modeljuvannja udarno-hvilovogo navantazhennja dnishha transportnogo zasobu / I. B. Chepkov, S. P. Bisik, V. G. Korbach // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2011. – №1. – S. 149-154. **7.** Chepkov I. B. Napravlennja razvitija boevyh chastej na osnove snarjadoformirujushhih zarjadov / I. B. Chepkov, A. B. Timoshenko // Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie. – 2011. - №2 – S. 18-22. **8.** Hramcova I. Ja. Dinamika i naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie korpusov legkobronirovannyh boevyh mashin / I. Ja. Hramcova, S. T. Brul, B. Ja. Litvin, A. I. Shejko, A. V. Grabovskij, D. S. Muhin // Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac. Serija : Mashinoznavstvo ta SAPR. – Harkiv : NTU «HPI», 2013. – № 1 (975). – С. 154-160. **9.** Baranikov Ja. N. Razrabotka svjazujushhego modulja dlja rasheta processov vzryva pri pomoshhi pre-postprocessora ANSYS i reshatelja LS-DYNA / Ja. N. Baranikov, N. A. Tkachuk, A. V. Litvinenko // Visnik NTU «HPI». Tem. vip. : Mashinoznavstvo i SAPR. – 2006.– № 3. – S.3-9. **10.** Brul S. T. Otdelnye aspekty modelirovaniya vozdejstviya udarnoj volny na korpus boevoj mashiny / S. T. Brul // Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac. Serija : Novi rishennja u suchasni tehnologijah. – Harkiv : NTU «HPI», 2013. № 42 (1015). – S. 32-37. **11.** Brul S. T. K voprosu modelirovaniya reakcii korpusov legkobronirovannyh mashin na dejstvie udarno-impulsnyh zagruzok / S. T. Brul // Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac. Serija : Novi rishennja u suchasni tehnologijah. – Harkiv : NTU «HPI», 2013. // № 43 (1016). – S. 46-50. **12.** Tanchenko A. Ju. Dinamicheskie i prochnostnye harakteristiki tonkostennyh jelementov mashinostroitelnyh konstrukcij pri umenshenii tolshhiny v processe jekspluatatsii / A. Ju. Tanchenko, N. A. Tkachuk, I V. Artemov, A. V. Litvinenko // Aktualnye voprosy mashinovedeniya : sb. nauch. tr. / Obedin. in-t mashinostroeniya NAN Belarusi; redkol. : A. A. Djuzhev [i dr.]. – 2013. – Vyp.2. (prinjato k publikacii) Obsjag – 10 s.

Надійшла (received) 01.04.2014

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.4: 539.3

М. О. БОНДАРЕНКО, студентка НТУ «ХПІ»

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗАЛІЗНИЧНИХ ВАГОНІВ І МЕТОДІВ ЇХ РОЗРАХУНКУ НА МІЦНІСТЬ

В статті розглянуто існуючі типи залізничних вагонів та їх класифікації залежно від призначення. Проаналізовано основні вузли конструкцій вагонів, загальні для всіх типів. Акцент зроблено на функціях та умовах роботи цих вузлів. Також в статті мова йде про аналітичні методи розрахунку елементів конструкцій вагонів на міцність, які є основою для обґрунтування їх раціональних параметрів. Зроблено огляд нормативного документу, яким треба керуватися при розрахунку вагонів на міцність, при чому особливу увагу приділено розрахунковим режимам. Наведені теоретичні відомості про метод скінченних елементів, що рекомендується для оцінки напружено-деформованого стану елементів і вузлів вагона, зокрема, його розрахункові формули. Визначено найбільш актуальні задачі сучасної галузі вагонобудування, які будуть розв'язуватися надалі.

Ключові слова: пасажирський вагон, вантажний вагон, конструкція вагону, оцінка міцності, розрахункові режими, навантаження, метод скінченних елементів, розрахункове рівняння, напружено-деформований стан, допустимі напруження.

Вступ. Залізничний транспорт є провідним видом пасажирських і вантажоперевезень в багатьох великих і малих країнах світу. Так, в Україні на залізничний транспорт припадає 60 % всіх перевезень.

Вимога сучасності – збільшення швидкостей, навантажень, довговічності та надійності рухомого складу. Залізничні вагони, як важлива ланка цього виду транспорту, потребують постійного вдосконалення. Тому важливим етапом розв'язання цих задач є аналіз конструкцій вагонів, опис якого є **метою** та змістом статті із подальшим спрямуванням на аналіз питань міцності їх елементів.

Постановка задачі. У статті ставиться задача провести аналіз конструкції та методів розрахунку елементів залізничних вагонів на міцність.

Аналіз стану питання. Типи залізничних вагонів. Взагалі, залежно від роду виконуваної перевізної роботи вагони поділяються на дві основні групи – пасажирські та вантажні; по осності – двовісні, трьохвісні, чотиривісні, шестивісні, восьмивісні; по матеріалу і конструкції кузова – металеві, зварні і т.д.; по габариту рухомого складу – вагони габариту Т, Тц, Тпр та ін; за місцем експлуатації – вагони загальномережевого транспорту і вагони промислового транспорту.

В книзі [1] наведено загальні відомості про устрій залізниць: про вагонний парк і конструктивні особливості вантажних і пасажирських

вагонів. Парк пасажирських вагонів включає в себе цільнометалеві чотирьохвісні вагони для перевезення пасажирів (рис. 1), поштові, вагони-ресторани, багажні та вагони спеціального призначення. Пасажирські вагони обладнані пристроями освітлення, опалення та вентиляції. Вантажні вагони класифікують на криті вагони, платформи, піввагони, цистерни, ізотермічні вагони та вагони спеціального призначення. Криті вагони призначені для перевезення вантажів, які потребують захисту від атмосферного впливу. Вони мають металевий кузов із засувними дверима в обох бокових стінах (рис. 2, а). На платформах перевозять довгомірні, масивні і великовагові вантажі. Платформи обладнують невисокими відкидними металевими бортами і пристосуваннями для установки стійок, необхідних при перевезенні колод, стовпів, дощок тощо (рис. 2, б). Піввагони призначені для перевезення камяного вугілля, лісу, металів та інших сипучих та штучних вантажів, які не потребують захисту від атмосферних опадів. Кузов піввагону не має даху, що забезпечує зручність завантаження і розвантаження (рис. 2, в). Рідкі вантажі (нафта, бензин, кислоти, масло, гас тощо) перевозять у цистернах. Цистерна - це спеціальний металевий зварний резервуар циліндричної форми, що має у верхній частині люки для наливання вантажу, очищення та ремонту (рис. 2, г).



Рис. 1 – Пасажирський вагон



а



б



в



г

Рис. 2 – Вантажні вагони

а – критий вагон; б – платформа; в – піввагон; г – цистерна

Ізотермічні вагони використовуються для транспортування швидкопсувних вантажів таких, як жива риба, молочні та інші продукти.

Вагони спеціального призначення призначені для вантажів, що потребують особливих умов перевезення, наприклад, скота або масивних і великовагових машини й устаткування.

Аналіз конструктивних рішень та компоновок вагонів. Незважаючи на різноманіття конструкцій вагонів, вони складаються із чотирьох основних вузлів, що мають певне і однаково важливе функціональне значення: кузов, ходові частини, ударно-тягові прилади та автогальма [2].

Кузов – головний для всіх вагонів вузол, який визначає тип конструкції. Він є найбільш матеріаломістким та складний у виготовленні. Умови роботи кузова важкі, адже в експлуатації він сприймає всі види навантажень, а також зазнає кліматичного впливу.

Ходові частини – другий основний вузол вагонів. Їх функціональне призначення полягає у забезпеченні безпечної взаємодії вагона із залізничним шляхом в усьому діапазоні швидкостей руху, передбаченому технічним завданням.

Умови роботи деталей ходових частин ще більш складні, ніж у кузовів вагонів. Через них здійснюється передача навантажень від вагону на елементи шляху.

Ударно-тягові прилади відносяться до третього вузла вагонів. Їх функціональне призначення полягає в тому, щоб забезпечувати зчеплення одиниць рухомого складу між собою, утримувати їх на певній відстані одна від одної, передавати поздовжні тягові та стискаючі зусилля, що виникають у потязі.

Умови роботи ударно-тягових приладів характеризуються високою динамічною навантаженістю їх деталей, яка призводить до зносу і руйнування останніх.

Автогальмівне обладнання належить до четвертого основного вузла вагону. Його призначення – забезпечувати можливість регулювання швидкостей руху поїздів та їх зупинки.

Умови роботи елементів конструкцій, які забезпечують гальмування, як і всіх інших вузлів вагонів, також важкі. Вони піддаються впливу кліматичних факторів, різноманітних видів механічних навантажень, які виникають при русі, а вузли тертя зазнають термічного навантаження високого рівня.

Тож при проектуванні вагонів повинні бути виконані вимоги по забезпеченню функціонального призначення його вузлів. Актуальність у цьому питанні розрахунків на міцність не викликає сумнівів, оскільки вони є основою для обґрунтування раціональних параметрів елементів рухомого складу та підвищення їх технічних характеристик. Завдяки аналітичним

розрахункам можна судити про надійність майбутнього виробу на стадії його проектування.

Аналіз методів розрахунків вагонів. Великий об'єм теоретичних відомостей про методи розрахунків вагонів на міцність представлено в другому та третьому виданнях книги Л. А. Шадура [3, 4].

Сили, що діють на вагон, поділяють на 4 основні групи: 1) вертикальне навантаження; 2) бокове навантаження; 3) поздовжнє навантаження; 4) самоврівноважені сили – від розпору сипучих вантажів.

При оцінці міцності вагонів керуються Нормами [5]. Згідно з цим нормативним документом дія експлуатаційних навантажень та їх величини визначаються трьома розрахунковими режимами.

За I розрахунковим режимом розглядається відносно рідке поєднання екстремальних навантажень. В експлуатації він відповідає для вантажних вагонів осаджуванню і рушанню великовагового потягу з місця, співударянню вагонів при маневрах, у тому числі при спуску з гірок, екстренне гальмування в поїздах при малих швидкостях руху, для пасажирських вагонів – аварійне співударяння при маневрах, або зіткнення вагонів в позаштатних ситуаціях, а також аварійний ривок (поштовх) вагона при проходженні у вантажному поїзді.

За III розрахунковим режимом розглядається відносно часте можливе поєднання помірних за величиною навантажень, характерне для нормальної роботи вагона в рухомому потязі. В умовах експлуатації III режиму відповідає випадок руху вагона в складі поїзда по прямолінійних і криволінійних ділянках колії та стрілочних переводах з допустимою швидкістю при періодичних службових регульовальних гальмуваннях, періодичних помірних ривках і поштовхах, штатній роботі механізмів і вузлів вагона.

II додатковий спеціальний розрахунковий режим встановлюється для окремих типів вагонів як поєднання навантажень, характерне для цих вагонів (наприклад, при вантажно-розвантажувальних роботах, ремонті і т.п.). Необхідність розрахунку по II режиму встановлюється в технічному завданні.

В Нормам зазначено, що розрахунок елементів конструкції вагона, метою якого є визначення напружень, треба виконувати методами опору матеріалів, будівельної механіки і теорії пружності. Оцінку напружено-деформованого стану елементів і вузлів вагона рекомендується проводити числовим методом скінченних елементів (МСЕ). МСЕ є універсальним і дає змогу розв'язувати задачі з урахуванням усіх особливостей геометрії, навантажень та граничних умов.

Матеріали досліджень методом скінченних елементів. Корисним посібниками для оволодіння теоретичними основами є роботи [6,7]. В них

здійснюється виклад теоретичних основ МСЕ – інтерполяція даних, вибір апроксимуючих функцій, модифікація крайових умов. А найголовніше – в них є пояснення впливу різних чинників на обчислювальну ефективність методу скінченних елементів.

Розрахункове рівняння МСЕ для статичних задач має вигляд:

$$[K] \cdot \{u\} = \{P\}, \quad (1)$$

де $[K]$ – загальна матриця жорсткості скінченно-елементної моделі;

$\{P\}$ – загальний вектор заданих зовнішніх вузлових сил;

$\{u\}$ – загальний вектор вузлових переміщень.

Компоненти вектора сил $\{P\}$ можуть породжуватися зосередженими силами, тепловими навантаженнями, тиском і силами інерції.

Разом із тим система розв'язувальних лінійних алгебраїчних рівнянь (1) слідує із лінійних диференціальних рівнянь теорії пружності, а саме: співвідношень Коші [8]

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (2)$$

де u_k – компоненти вектора переміщень точок пружного тіла;

ε_{kl} – компоненти тензора деформацій;

З закону Гука:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}; \quad i, j, k, l = 1, 2, 3, \quad (3)$$

де σ_{kl} – компоненти тензора напружень; C_{klpq} – компоненти тензора пружних констант того чи іншого матеріалу;

З рівнянь рівноваги:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + F_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (4)$$

де F_k – компоненти вектора просторово розподілених сил.

У співвідношеннях (2 – 4) використовується правило підсумовування компонент векторів та тензорів за індексами, що повторюються.

На додаток до системи рівнянь (2 – 4), що діють в області Ω , яку займає досліджуваний об'єкт, на його поверхні S справедливі крайові умови:

$$u_i|_{S_u} = u_i^* ; \sigma_{ij} \nu_j|_{S_\sigma} = g_i ; i, j = 1, 2, 3, \quad (5)$$

де S_u, S_σ – частини поверхні S , на яких задані відповідно переміщення та поверхневі навантаження.

Система рівнянь (2 – 5) є лінійною, і завдяки цьому її дискретизований варіант (1) теж є системою лінійних рівнянь.

З прикладами виконання дослідження напружено-деформованого стану різних елементів конструкції вагонів за допомогою методу скінченних елементів можна ознайомитись у статтях [9 - 12]. Зокрема, в статтях [9] та [10] мова йде про особливості моделювання впливу експлуатаційних навантажень на рами тепловозів.

Результати досліджень. При розрахунку обчислюються еквівалентні напруження, які не повинні перевищити допустимі, встановлені для відповідного розрахункового режиму.

Основна вимога при розрахунку на міцність за I режимом – не допустити появи залишкових деформацій (ушкоджень) у вузлі або деталі. Тому допустимі напруження по цьому режиму вибираються близькими до межі текучості або межі міцності матеріалу з урахуванням характеру дії навантаження (квазістатичне, ударне тощо) і властивостей матеріалу.

Основна вимога при розрахунку за III режимом – не допустити втомного руйнування вузла або деталі. Допустимі напруження за цим режимом обираються виходячи з меж витривалості матеріалу з урахуванням спільної дії квазістатичних, вібраційних та ударних навантажень, впливу корозії тощо.

Висновки. Як свідчить практика, в умовах роботи вагони все ж таки отримують ушкодження. Це пояснюється кількома можливими причинами.

По-перше, умови експлуатації вагонів погіршилися порівняно з 1996 роком, коли були прийняті норми розрахунку.

По-друге, хоча сьогодні для виконання розрахунків вагонів і використовують широко обчислювальні машини, сучасні методи геометричного моделювання та потужні системи автоматизованого проектування, при побудові математичних, геометричних та числових моделей все ще приймають багато спрощень. Треба відмітити, що при некоректній розрахунковій моделі метод скінченних елементів може не тільки не уточнити результати, але і призвести до ще більшої похибки, ніж традиційні схеми для ручних розрахунків, які базуються на методі сил.

Потрібно, щоб модель якомога точно копіювала фізичні процеси та стани, що спостерігаються і зафіксовані.

Тож актуальними є задачі уточнення розрахункових навантажень, вдосконалення методів розрахунку, а також і самих конструкцій вагонів. Це є напрямком подальших досліджень, які буде висвітлено у наступних публікаціях.

Список літератури: 1. Вагоны. Под ред. В. В. Лукина – М. : Маршрут, 2004. – 424 с. 2. Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений. Под ред. В. Н. Котуранова – М. : Маршрут, 2005. – 490 с. 3. Расчет вагонов на прочность. Вершинский С. В. и др. Изд 2-е. Под ред. Л. А. Шадура. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с. 4. Вагоны : Учебник для вузов ж.-д. трансп. / Л. А. Шагур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский, Е. Н. Никольский, В. Н. Котуранов, П. Г. Проскурнев, Г. А. Казанский, А. Л. Спиваковский, В. Ф. Девятков; Под ред. Л. А. Шадура. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1980. – 439 с. 5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М : ГосНИИВ-ВНИЖТ, 1996. – 317 с. 6. Галлагер Р. Метод скінченних елементів. Основи : Пер. з англ. – М. : Мир, 1984. – 428 с. 7. Стренг Г., Фікс Дж. Теорія методу скінченних елементів. М. : Мир, 1977. – 351 с. 8. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М. : Мир, 1987. – 542 с. 9. Орлов Е. А. Моделирование воздействия эксплуатационных нагрузок на рамы тепловозов : методы, модели, специализированная САПР// Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. „Машиноведение и САПР”. – 2006. – No.24. – С.103-112. 10. Васильева Т. А. Совершенствование методов расчета элементов машин с длительным сроком работы при действии многокомпонентной нагрузки // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. „Машиноведение и САПР”. – 2006. – No.22. – С.27-32. 11. Орлов Е. А. Параметрический подход к моделированию динамики железнодорожных экипажей // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. „Машиноведение и САПР”. – 2007. – No.33. – С.77-87. 12. Овечников Н. Н. и др. Расчет несущего кузова тепловоза как стержневой системы с использованием ЭЦВМ // Тр. ВНИТИ.– Вып..129. –1968. – С.3-39.

Bibliography (transliterated): 1. Vagony. Pod red. V. V. Lukina – M. : Marshrut, 2004. – 424 s. 2. Vagony. Osnovy konstruirovaniya i jekspertizy tehniceskikh reshenij. Pod red. V. N. Koturanova – M. : Marshrut, 2005. – 490 s. 3. Raschet vagonov na prochnost. Vershinskij S. V. i dr. Izd 2-e. Pod red. L. A. Shadura. – M. : Mashinostroenie, 1971. – 432 s. 4. Vagony : Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transp. / L. A. Shadur, I. I. Chelnokov, L. N. Nikolskij, E. N. Nikolskij, V. N. Koturanov, P. G. Proskurnev, G. A. Kazanskij, A. L. Spivakovskij, V. F. Devjatkov; Pod red. L. A. Shadura. – 3-e izd., pererab. i dop. – M. : Transport, 1980. – 439 s. 5. Normy dlja rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh). – M : GosNIIV-VNIZhT, 1996. – 317 s. 6. Gallager R. Metod skinchennih elementiv. Osnovi : Per. z angl. – M. : Mir, 1984. – 428 s. 7. Streng G., Fiks Dzh. Teorija metodu skinchennih elementiv. M. : Mir, 1977. – 351 s. 8. Vasidzu K. Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti. – M. : Mir, 1987. – 542 s. 9. Orlov E. A. Modelirovanie vozdejstvija jekspluatacionnyh nagruzok na ramy teplovozov : metody, modeli, specializirovannaja SAPR// Visnik NTU „HPI”. Tem. vip. „Mashinovedenie i SAPR”. – 2006. – No.24. – S.103-112. 10. Vasileva T. A. Sovershenstvovanie metodov rascheta jelementov mashin s dlitelnyj srokom raboty pri dejstvii mnogokomponentnoj nagruzki // Visnik NTU „HPI”. Tem. vip. „Mashinovedenie i SAPR”. – 2006. – No.22. – S.27-32. 11. Orlov E. A. Parametricheskij podhod k modelirovaniju dinamiki zheleznodorozhnyh jekipazhej // VisnikNTU „HPI”. Tem. vip. „Mashinovedenie i SAPR”.–2007.– No.33.– S.77-87. 12. Ovechnikov N. N. i dr. Raschet nesushhego kuzova teplovoza kak sterzhnevoj sistemy s ispolzovaniem JeCVM // Tr. VNITI.– Vyp..129. –1968. – S.3-39.

Надійшла (received) 01.02.2014

Г. В. КРИВЯКИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

Е. С. РЕДЧЕНКО, ассистент НТУ «ХПИ»;

С. Г. ШУМАНСКИЙ, магистрант НТУ «ХПИ»

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ЛИНЕЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ В СОСТАВЕ СИЛОВОГО ПРИВОДА СИСТЕМЫ НАКЛОНА КУЗОВОВ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

Работа посвящена выбору конструкций линейного двигателя электромагнитного типа постоянного тока, используемого в качестве силового привода системы наклона кузовов скоростных поездов. Рассмотрены возможные варианты кинематических схем механической части системы наклона кузовов скоростных поездов, отличающиеся местом присоединения силовых приводов. Для каждого варианта кинематической схемы в качестве силового привода предложены конструкции линейного двигателя. Обоснован выбор типа конструктивного исполнения линейных двигателей в зависимости от варианта их установки в системе наклона. Описаны устройство и принцип действия каждой из предложенных конструкций линейного двигателя. Приведены их тяговые характеристики совместно с нагрузочными характеристиками механизма наклона кузова согласно рассмотренных вариантов кинематических схем. Проведен анализ тяговых характеристик предложенных конструкций линейного двигателя.

Ключевые слова: силовой привод, система принудительного наклона кузова, скоростные поезда, нагрузочная характеристика, тяговая характеристика, центробежная сила инерции, кинематическая схема, линейный двигатель электромагнитного типа постоянного тока.

Введение. Назначение силового привода системы принудительного наклона кузова заключается в создании усилия, необходимого для поворота кузова на угол, при котором достигается компенсация действия центробежной силы инерции [1]. Как показали исследования, наибольшую эффективность имеет силовой привод с тяговой характеристикой, которая соответствует нагрузочной характеристике механизма наклона кузова [2, 3]. Нагрузочная характеристика механизма наклона определяется его кинематической схемой и массогабаритными параметрами кузова вагона [4], а тяговая характеристика линейного двигателя – его конструктивным исполнением [5]. Таким образом, целью настоящей статьи является выбор конструктивных схем линейного двигателя в зависимости от особенностей его компоновки в механической части системы наклона кузова, для достижения соответствия тяговой и нагрузочной характеристик.

Варианты установки силового привода в системе наклона кузова. В силу конструктивных особенностей тележки вагона с наклоняемым кузовом [6, 7] возможны два варианта установки силового привода механизма наклона.

В первом варианте силовые приводы устанавливаются на боковых балках рамы тележки, как показано на рис. 1, *а*. При этом усилие привода направлено по нормали к поверхности боковых балок рамы тележки.

Второй вариант предусматривает установку силового привода под наклоняемой балкой, как показано на рис. 1, *б*. При этом усилие силового привода направлено в поперечной плоскости тележки.

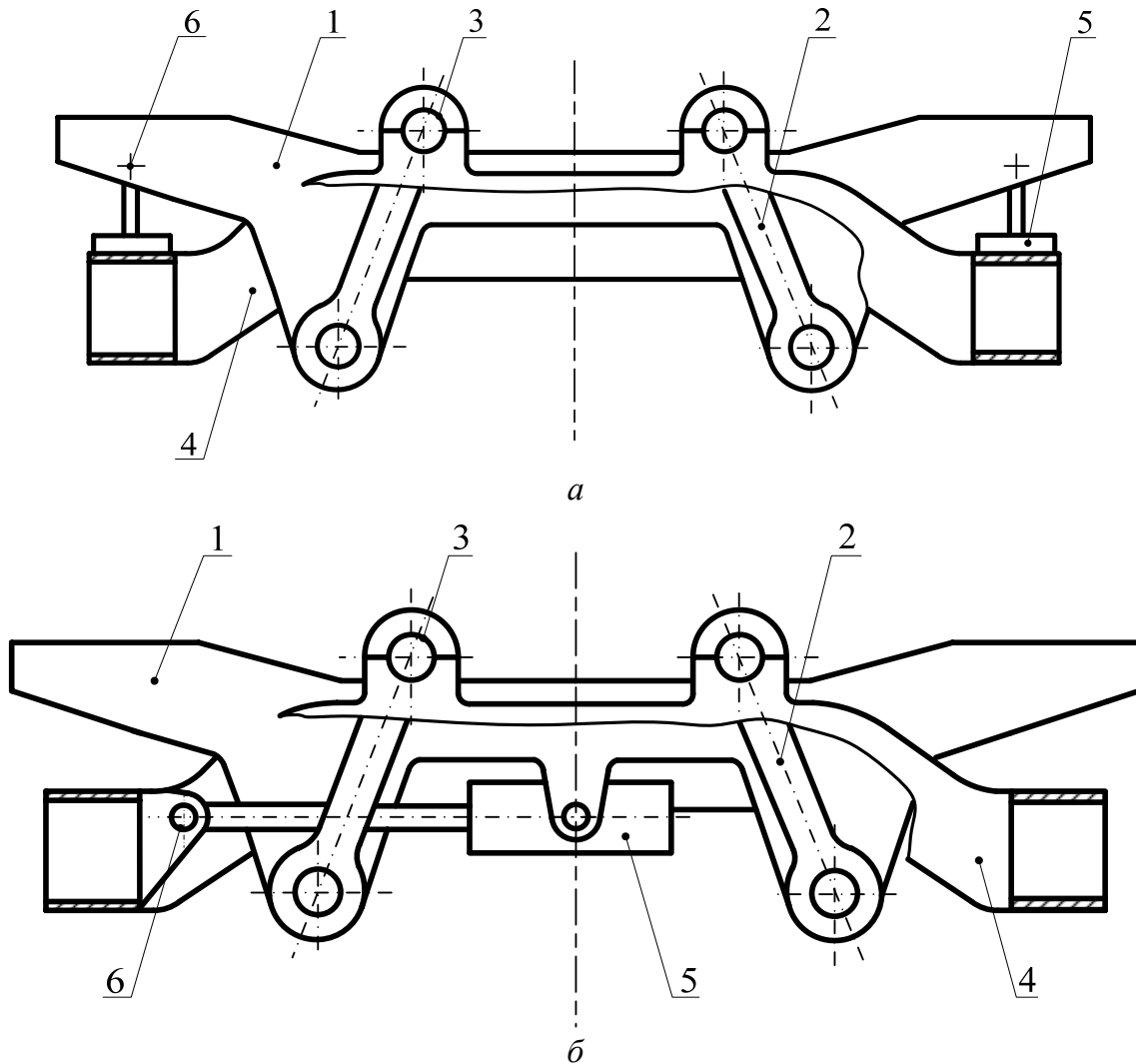


Рис. 1 – Схемы вариантов установки силового привода механизма наклона:
а – первый вариант; *б* – второй вариант; 1 – наклоняемая балка; 2 – рычаги подвеса;
 3 – шарниры рычагов подвеса; 4 – рама тележки; 5 – силовой привод; 6 – шарниры
 силового привода.

Для каждого варианта установки силового привода конструкция линейного двигателя должна удовлетворять специфическим требованиям. Для размещения двигателя по схеме рис. 1, *а* он должен обеспечивать большой ход при малых осевых габаритах. Для схемы рис. 1, *б* двигатель в

первую очередь должен обеспечивать двунаправленное перемещение наклоняемой балки.

Линейные двигатели. Установка силового привода системы наклона на боковых балках рамы тележки имеет ряд конструктивных особенностей, которые, в конечном счете, влияют на устройство линейного двигателя. С одной стороны в исходном положении, когда угол наклона кузова равен нулю, осевой габарит линейного двигателя ограничен 150-200 мм, что обусловлено конструктивными особенностями крепления наклоняемой балки к раме тележки. С другой стороны для достижения максимальных углов наклона балки линейный двигатель должен обладать достаточно большим ходом (не менее 150 мм), что связано с геометрическими и кинематическими параметрами рычажной системы подвеса наклоняемой балки.

Таким требованиям соответствуют линейные двигатели с якорем в виде набора плоских цилиндрических секций и с якорем телескопической конструкции.

Принцип действия двигателя с якорем в виде набора плоских цилиндрических секций (рис. 2, а) основан на последовательном втягивании секций якоря 1, 2 и 3 с обмотками 6, 7 в корпус статора 5 [8]. Этот процесс происходит следующим образом. При включении обмотки 6 секция якоря 1 начинает притягиваться к секции якоря 2. В момент соприкосновения нижнего торца секции якоря 1 с верхним торцом секции якоря 2 включается обмотка 7. Вследствие этого секция якоря 2 с удерживаемой секцией 1 притягиваются к секции якоря 3. Аналогичным образом при включении обмотки 8 секция якоря 3 притягивается к корпусу статора 4 вместе с удерживаемыми секциями 2 и 1.

Как видно на рис. 2, б, тяговая характеристика не совпадает с нагрузочной характеристикой механизма наклона, что обусловлено особенностями его конструкции. Она имеет гиперболическую форму с двумя всплесками, которые соответствуют рабочим зазорам двигателя 110 и 60 мм. В исходном положении якоря сила тяги $f_{ЭМ}$ составила 3,17 кН. В конечном положении якоря сила $f_{ЭМ}$ достигла максимума и составила 34,86 кН. Первый всплеск соответствует нулевому рабочему зазору между секциями якоря 1 и 2, а второй – нулевому рабочему зазору между секциями якоря 2 и 3. Амплитуды всплесков равны 10,54 и 15,29 кН соответственно.

Спрямления характеристики можно достичь за счет увеличения подвижных секций якоря, но с другой стороны это приведет к увеличению осевого габарита двигателя и соответственно усложнит его установку на раме тележки.

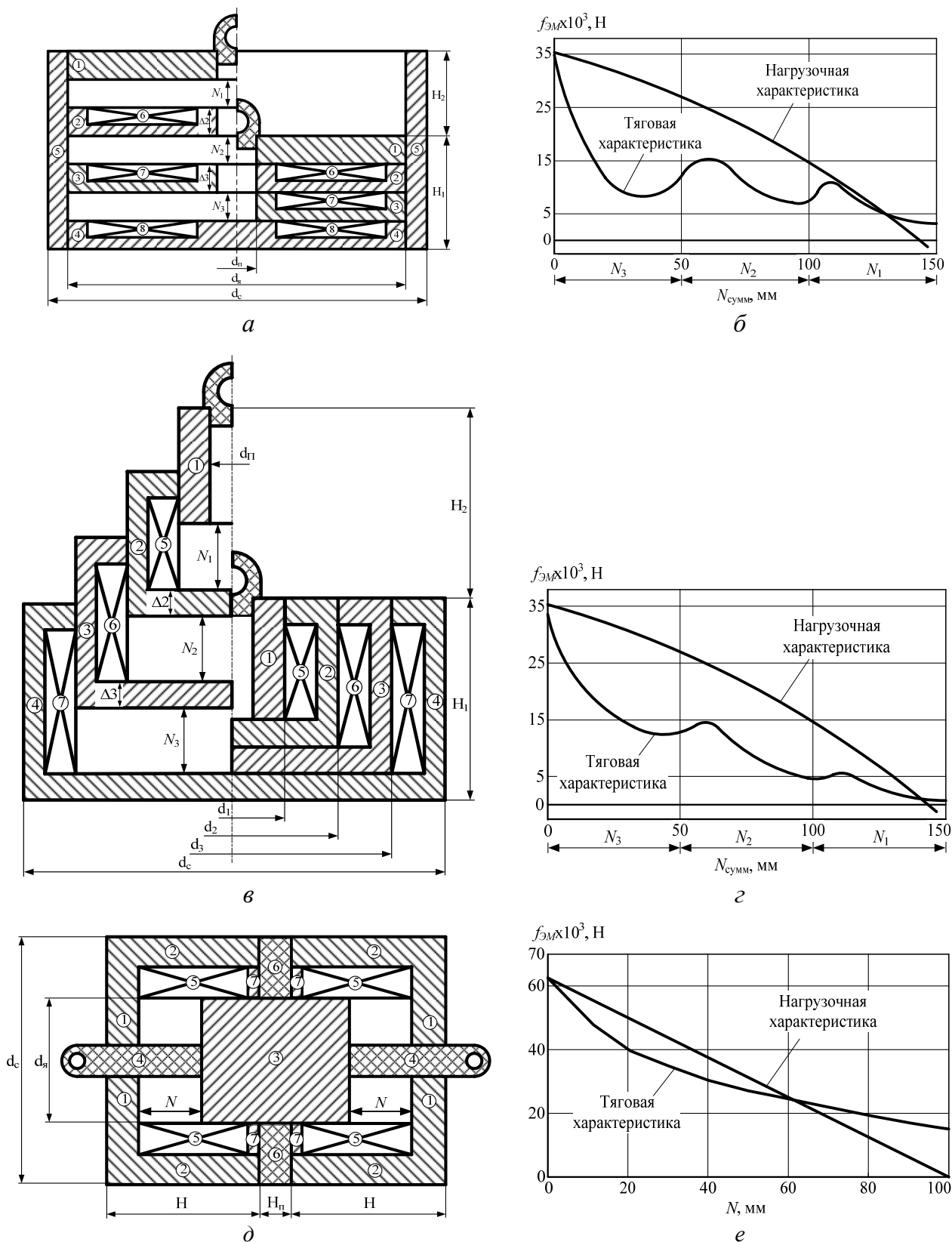


Рис. 2 – Схемы конструкций линейного двигателя и их тяговые характеристики:
 а – с якорем в виде набора плоских цилиндрических секций; б – тяговая характеристика; в – с якорем телескопической конструкции; г – тяговая характеристика; д – двунаправленного действия; е – тяговая характеристика.

В двигателе с якорем телескопической конструкции активная зона взаимодействия перемещающихся секций якоря со статором образована несколькими секциями с обмотками, которые последовательно включаются в процессе работы системы наклона (рис. 2, в). Принцип действия такого двигателя основан на последовательном втягивании якоря 1 и обмоток с сердечниками 2, 3 в статорную обмотку 4 [9]. Это происходит следующим образом. При включении обмотки 5 якорь 1 втягивается внутрь сердечника 2. В момент соприкосновения нижнего торца якоря 1 с торцом сердечника 2 включается обмотка 6, при этом сердечник 2 вместе с удерживаемым якорем 1 втягивается в сердечник 3. Аналогичным образом при включении обмотки 7 сердечник 3 втягивается в сердечник 4 вместе с удерживаемыми в нем сердечником 2 и якорем 1.

Как видно на графике рис. 2, г тяговая характеристика линейного двигателя с якорем телескопической конструкции также не имеет удовлетворительного совпадения с нагрузочной характеристикой механизма наклона. Она имеет гиперболическую форму с двумя всплесками, которые соответствуют рабочим зазорам 110 и 60 мм. В исходном положении сила тяги $f_{ЭМ}$ составила 0,78 кН. В конечном положении максимальное значение силы тяги $f_{ЭМ}$ достигло величины 33,02 Н. Первый всплеск соответствует нулевому рабочему зазору между якорем 1 и сердечником 2, а второй – нулевому рабочему зазору между сердечником 2 и сердечником 3. Амплитуды всплесков составляют 5,74 и 14,65 кН соответственно.

Некоторого спрямления тяговой характеристики такого двигателя можно добиться увеличением числа подвижных секций линейного двигателя, но это может привести к неустойчивости его конструкции при максимальном рабочем зазоре.

Второй вариант установки силового привода подразумевает использование одного двигателя, который должен обеспечивать двунаправленное перемещение штока (по 100 мм в каждую сторону), что соответствует наклону балки на 8° . Конструкция такого двигателя представлена на рис. 2, д.

Линейный двигатель двунаправленного действия состоит из статора 2, замкнутого ярмами 1, в который помещаются две секции обмотки 5. Корпус статора 2 разделен на две равные части немагнитной вставкой 6. Каждая секция обмотки 5 отделена от вставки 6 стальным кольцом 7. Якорь выполнен составным: его основная часть 3 стальная, а вспомогательные части 4 с двух торцов якоря сделаны из немагнитного материала [10].

Принцип действия двигателя двунаправленного действия заключается в притяжении торца основной части якоря 3 к ярму статора 1 при включении одной из обмоток 5. Включение той или иной обмотки определяется

параметрами кривой и, соответственно, необходимостью наклона кузова в нужную сторону.

Как видно из рис. 2, е, тяговая характеристика двигателя двунаправленного действия имеет практически удовлетворительное совпадение с нагрузочной характеристикой механизма наклона, что обусловлено конструктивным устройством двигателя. Дело в том, что в этом двигателе активная часть якоря и обмотки выполнены таким образом, что на всей протяженности хода якоря обеспечивается замыкание большей части магнитного потока через его боковую поверхность [11, 12]. В результате сила тяги увеличивается постепенно по мере уменьшения рабочего зазора и тяговая характеристика не имеет резких всплесков. В исходном положении якоря при максимальном рабочем зазоре сила тяги составила 14,95 кН, а в конечном положении якоря – 62,43 кН.

Выводы. Предложены два варианта кинематической схемы механической части системы наклона, отличающиеся местом присоединения силовых приводов. Первый вариант предусматривает установку силового привода на боковых балках рамы тележки, а второй вариант – под наклоняемой балкой.

Для первого варианта кинематической схемы, с точки зрения конструктивного устройства механической части системы наклона, в качестве силового привода целесообразно использование линейных двигателей с якорем в виде набора плоских цилиндрических секций и с якорем телескопической конструкции.

Анализ тяговых характеристик этих двигателей показал их неудовлетворительное совпадение с нагрузочной характеристикой механизма наклона. Соответствие тяговой и нагрузочной характеристик может осуществляться только за счет увеличения числа элементов якоря. Это ведет к усложнению конструкции и снижению надежности.

Для второго варианта кинематической схемы в качестве силового привода может быть использован линейный двигатель с монолитным сердечником якоря и с возможностью двунаправленного перемещения штока. В силу особенностей устройства магнитопровода такого двигателя достигается удовлетворительное совпадение тяговой и нагрузочной характеристик, что дает возможность рассмотреть такой тип силового привода как альтернативу гидравлическим, пневматическим и электромеханическим приводам системы наклона кузова.

Список литературы. 1. Омельяненко В. И., Якунин Д. И., Редченко Е. С. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя // *Залізничний транспорт України*. – 2010. – №6. – С.23-25. 2. Омельяненко В. И., Любарский Б. Г., Якунин Д. И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного электродвигателя // *Залізничний транспорт України*. –

2011. – №2. – С.48-52. **3.** *Омельяненко В. И., Любарский Б. Г., Якунин Д. И., Ерицян Б. Х.* Концептуальный проект электромеханической системы привода с линейным двигателем для наклона кузовов // Вестник НТУ «ХПИ» Транспортное машиностроение. – 2011. – №18. – С.84-89. **4.** *Якунин Д. И.* Нагрузочная характеристика механизма наклона кузова // Вестник НТУ «ХПИ» Транспортное машиностроение. – 2009. – №47. – С.72-75. **5.** *Кривякин Г. В., Редченко Е. С.* Влияние элементов конструкции линейного двигателя на тяговую характеристику привода наклона кузовов скоростных поездов // Вестник НТУ «ХПИ» Математическое моделирование в транспорте и технологиях. – 2012. – №54. – С.107-111. **6.** *Корниенко В. В., Омельяненко В. И.* Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт // Харьков : НТУ «ХПИ». – 2007. – 159 с. **7.** *Омельяненко В. И.* Линейные двигатели постоянного тока с тиристорным коммутатором. – Харьков : Основа. – 1994. – 76 с. **8.** *Andrew B. Pataki, Landsdale, Pa.* Long stroke linear actuator. Патент US 4,394,592, 19.07.1983. **9.** *Кузьмичев В. Ф.* Грузоподъемный электромагнит. Авторское свидетельство СССР № 814839, 23.03.1981. **10.** *Никитенко А. Г.* Проектирование оптимальных электромагнитных механизмов. М. : Энергия, 1974. **11.** *Матюк В. Ф., Осипов А. А., Стрелюх А. В.* Распределение магнитной индукции вдоль полого стержня круглого сечения в постоянном однородном магнитном поле. // Электротехника. – 2011. – №11. – С.35-42. **12.** *Матюк В. Ф., Осипов А. А., Стрелюх А. В.* Распределение намагниченности вдоль цилиндрического стержня круглого сечения, находящегося в продольном постоянном однородном магнитном поле // Электротехника. – 2009. – №8. – С.37-46.

Bibliography (transliterated): **1.** *Omelyanenko V., Yakunin D., Redchenko E.* Drive of inclination of baskets on the base of linear engine. // Railway transport of Ukrain. – 2010. – №6. – P.23-25. **2.** *Omelyanenko V., Lyubarskiy B., Yakunin D.* Design of mechanism of inclination of basket with a drive on the base of linear electric motor. // Railway transport of Ukrain. – 2011. – №2. – P.48-52. **3.** *Omelyanenko V., Lyubarskiy B., Yakunin D., Ericyan B.* The Conceptual project of the electromechanics system of drive with a linear engine for inclination of baskets. // An announcer NTU «KHPI» The Transport engineer. – 2011. – №18. – P.84-89. **4.** *Yakunin D.* Loading description of mechanism of inclination of basket. // An announcer NTU «KHPI» is the Transport engineer. – 2009. – №47. – P.72-75. **5.** *Krivyakin G. Redchenko E.* Influence of elements of construction of linear engine on hauling description of drive of inclination of baskets of speed trains. // An announcer NTU «KHPI» A mathematical design is in a transport and technologies. – 2012. – №54. – P.107-111. **6.** *Kornienko V., Omelyanenko V.* The High-speed electric transport. World experience. // Kharkov : NTU «KHPI» – 2007. – 159 p. **7.** *Omelyanenko V.* The Linear engines of direct-current with a tiristors switchboard. Kharkov : Osнова. – 1994. – 76 p. **8.** *Andrew B. Pataki, Landsdale, Pa.* Long stroke linear actuator. Patent US 4,394,592, 19.07.1983. **9.** *Kuzmichev V.* The Loadlifting electromagnet. Copyright certificate USSR № 814839, 23.03.1981. **10.** *Nikitenko A.* Planning of optimum electromagnetic mechanisms. M. : Energy, 1974. **11.** *Matyuk V., Osipov A., Strelyuk A.* Distributing of magnetic induction along declivous bar of round section in the permanent homogeneous magnetic field. // Electromechanics. – 2011. – №11. – P.35-42. **12.** *Matyuk V., Osipov A., Strelyuk A.* Distributing of magnetized along the cylindrical bar of round section, being in the longitudinal permanent homogeneous magnetic field. // Electromechanics. – 2009. – №8. – P.37-46.

Надійшла (received) 02.04.2014

Б. Г. ЛЮБАРСКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

ВЫБОР ТИПА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПРИГОРОДНОГО ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

В настоящее время при разработке нового электроподвижного состава (ЭПС) встает вопрос о выборе концепции тягового электропривода. В работе рассматривается методика выбора типа тягового электромеханического преобразователя на основе комплексного критерия эффективности включающего в себя расход энергии электропоезда, средняя скорость его движения и предложенного показателя эффективности – отношение энергии, преобразованной ЭПС из электрической энергии в механическую энергию силы тяги или торможения к предельно возможной энергии, которую можно реализовать по условиям контакта колесо-рельс при максимально возможной скорости движения на участке пути. Определены рациональные типы электромеханических преобразователей для пригородного электропоезда при различных скоростях движения. Установлено, что для максимальных скоростей движения 50, 90, 120 и 140 км/ч целесообразно выбрать синхронный двигатель с возбуждением постоянных магнитов, для остальных рассматриваемых скоростей движения, 60, 70, 80, 100 и 110 км/ч, асинхронный тяговый двигатель.

Ключевые слова: критерий эффективности, электропоезд, электромеханический преобразователь энергии, кривые движения поезда, показатель эффективности.

Введение. Сердцем электроподвижного состава (ЭПС) является тяговый электропривод – совокупность устройств, предназначенных для преобразования электрической энергии, получаемой из контактной сети, в полезную работу по перемещению электроподвижного состава. Его эффективность определяет в большей степени эффективность всего электропоезда.

Анализ основных достижений и литературы. В работах [1, 2, 3, 4] отмечается, что определяющим для структуры тягового электропривода является электромеханический преобразователь энергии (ЭМП) –тяговый двигатель. Рассмотрены перспективные типы ЭМП для ЭПС такие, как: асинхронный тяговый двигатель (АТД), синхронный тяговый двигатель с возбуждением от постоянных магнитов (СДПМ), реактивный индукторный двигатель (РИД) и реактивный индукторный двигатель с аксиальным магнитным потоком (АИД).

Цель работы. разработать методику определения эффективности тягового привода и выбора типа электромеханического преобразователя энергии для пригородного подвижного состава железных дорог.

Материал исследования. Расчет кривых движения основан на интегрировании уравнения движения [5, 6]:

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{1}{1+\gamma} (F - W - B), \quad (1)$$

где m – масса электропоезда;

v – скорость движения электропоезда;

$1+\gamma$ – коэффициент инерции вращающихся частей;

t – текущее значение времени;

F – сила тяги;

W – тормозная сила;

B – полное сопротивление движению;

γ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние вращающихся частей на ускорение движения электропоезда.

Сила тяги и торможения зависят от режима работы тягового привода. На реально существующих участках пути минимизация расхода энергии является сложной многокритериальной задачей. Однако для выбора типа ЭМП нами предлагается для рассматриваемых задач движения ЭПС на участке пути при требовании минимизации времени движения на участке пути с заданным профилем и графиком движения предложить следующие режимы движения ЭПС: движение с максимальной допустимой силой тяги, которое осуществляется для разгона ЭПС; движение на выбеге при движении на скорости близкой к заданной; движение с максимальной силой торможения при требовании резкого снижения скорости движения ввиду ограничения скорости движения согласно графику движения; движение при работе электропривода с максимальным КПД в режиме тяги при движении со скоростями близкими к заданной скорости движения при больших сопротивлениях движению (на затяжных подъемах); движение при работе электропривода с максимальным КПД в режиме торможения – движении со скоростями близкими к заданной скорости движения при больших отрицательных сопротивлениях движению (на затяжных спусках). Эти режимы согласуются с принципом Понтрягина [7], согласно которому, движение поезда должно осуществляться с максимальной силой тяги для достижения установленной скорости движения или на выбеге.

Основная часть. В качестве показателя эффективности для ЭПС рассматривались различные величины. Наибольшее распространение получил показатель расхода энергии A [8, 9]. Однако при рассмотрении вопроса о создании скоростного ЭПС на первый план выходит время движения ЭПС поэтому в качестве этого показателя возможно выбрать среднюю скорость движения ЭПС v_{sr} . Эти два показателя могут быть взаимно противоречивы, поэтому для принятия решения по определению лучшего типа предлагается ввести относительный показатель эффективности.

Под показателем эффективности, который есть мера степени соответствия результата операции требуемому [7] есть показатель определяющий отличие реализуемой кривой движения поезда от идеализированной, позволяющей осуществлять движения поезда по участку пути с предельной для данного участка скоростью реализуя при этом все СЭМП по преобразованию энергии который можно выразить следующим выражением:

$$W_{oeemsi} = \frac{W_{real}}{W_{pred}}, \quad (2)$$

где W_{real} – энергия, преобразованная ЭПС из электрической энергии в механическую энергию силы тяги или торможения;

W_{pred} – предельно возможная энергия которую может реализовать по условиям контакта колесо рельс при максимально-возможной скорости движения на участке пути.

Электрическая энергия которую преобразовывала СЭМП можно определить по выражению:

$$W_{real} = \frac{n}{3600} \left[\int_0^{t_{KP}} \frac{P_{2ПСП}}{\eta_C} dt + \int_{t_{HT}}^{t_{KT}} P_{2ТСП} \eta_{CP} dt \right] \quad (3)$$

где n – количество тяговых двигателей ЭП;

$P_{2ПСП}$, $P_{2ТСП}$ – средняя мощность на валу двигателя при разгоне и торможении соответственно;

t_{KP} и t_{KT} – время конца пуска и торможения;

t_{HT} – время начала торможения;

η_C и η_{CP} – КПД электропривода соответственно в режиме тяги и рекуперативного торможения.

Предельно возможная энергия которую может реализовать по условиям контакта колесо рельс при максимально-возможной скорости движения на участке пути:

$$W_{real} = \frac{n}{3600} \int_0^{t_y} \frac{60\mu v_{max}}{3.6\pi D} \frac{M'_k(v_{max})}{9.55} dt \quad (4)$$

где v_{max} – максимальная скорость на рассматриваемом участке движения;

μ – передаточное отношение редуктора ЭПС;

D – диаметр среднеизношенного бандажа колесной пары;

$M_k'(v_{\max})$ – максимально возможный момент на валу тягового двигателя по условию контакта колесо-рельс.

В результате в работе предлагается ввести комплексный критерий эффективности в виде:

$$W = \rho \left(\left[\begin{matrix} MIN(A_{emsi}) \\ MAX(v_{sri}) \end{matrix} \right], W_{oeemsi} \right), \quad (5)$$

где A_{emsi} – расход энергии i-го ЭПС;

v_{sri} – средняя скорость i-го ЭПС.

Выбор типа перспективного ЭМП проведем на примере реализованных и перспективных конструкций: асинхронный (АТД) – АД 917, синхронный с возбуждением от постоянных магнитов (СДПМ) – RTRI 10], реактивный индукторный (РИД) – НТИ 350 [11] и реактивный индукторный двигатель с аксиальным магнитным потоком (АИД) – концептуальный проект разработанный в НТУ «ХПИ» [12]. Для определения кривых движения поезда проведено интегрирование дифференциального уравнения (1) методом Эйлера. Результаты решения уравнения (1) для электропоездов на синтезированных профилях удовлетворяющего требованиям [13] приведены на рис. 1-4.

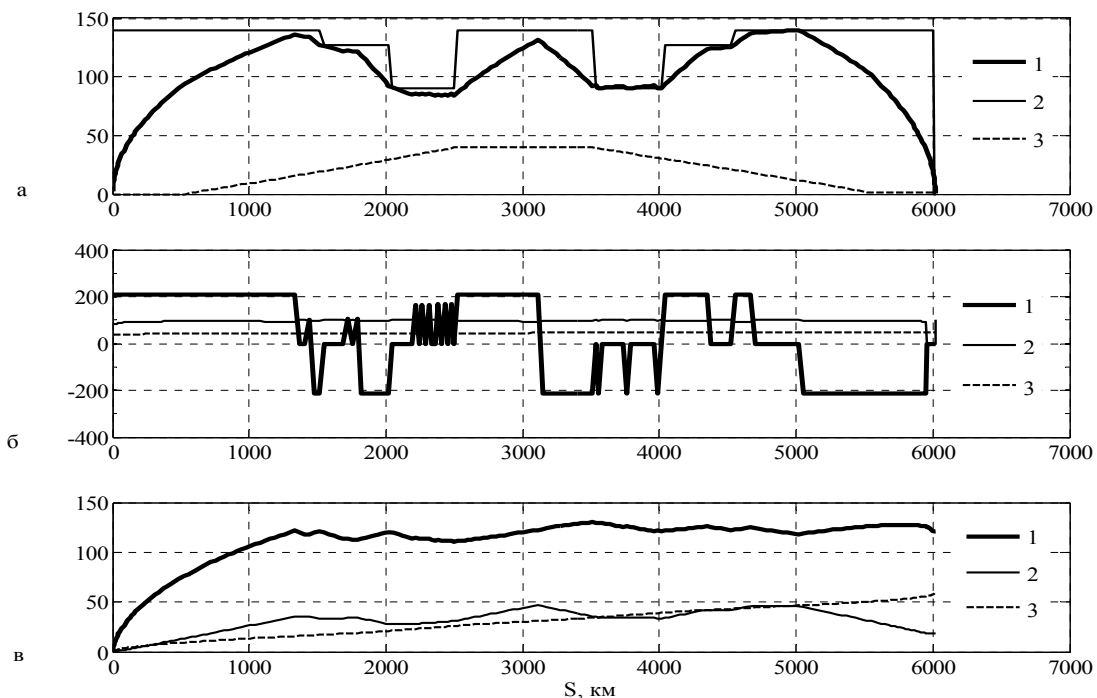


Рис. 1 – Кривые движения пригородного электропоезда с ЭМП АТД:

- а: 1 – скорость движения, км/ч; 2 – заданная скорость движения, км/ч; 3 – профиль пути, м; б: 1 – $M_2/100$; 2 – КПД, %; 3 – температура тягового двигателя, °С; в: 1 – $W_{oeemsi} \cdot 1000$; 2 – расход энергии, кВт ч; 3 – время движения / 4, с.

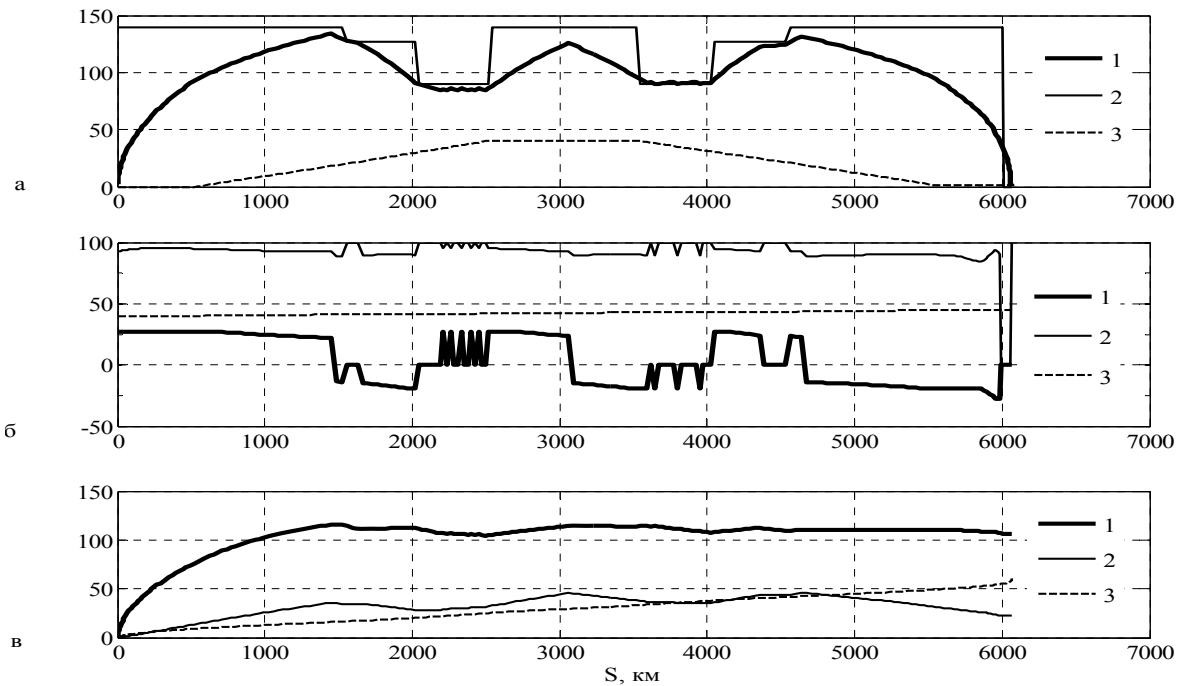


Рис. 2 – Кривые движения пригородного электропоезда с ЭМП СДПМ: а: 1 – скорость движения, км/ч; 2 – заданная скорость движения, км/ч; 3 – профиль пути, м; б: 1 – $M_2 / 100$; 2 – КПД, %; 3 – температура тягового двигателя, $^{\circ}\text{C}$; в: 1 – $W_{oeemsi} \cdot 1000$; 2 – расход энергии, кВт ч; 3 – время движения / 4, с.

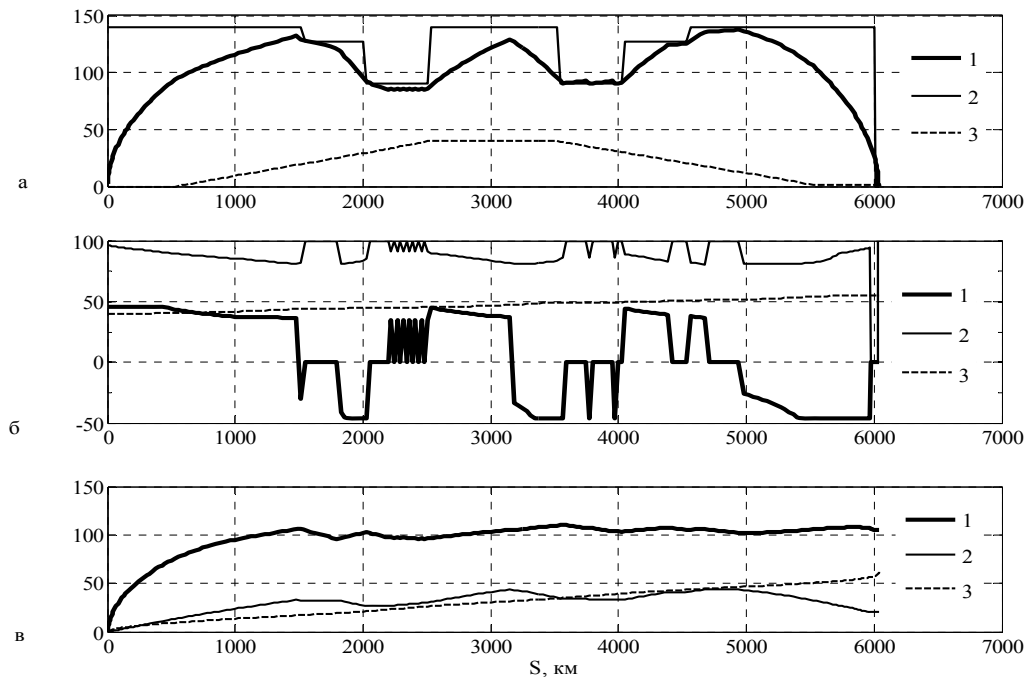


Рис. 3 – Кривые движения пригородного электропоезда с ЭМП РИД: а: 1 – скорость движения, км/ч; 2 – заданная скорость движения, км/ч; 3 – профиль пути, м; б: 1 – $M_2 / 100$; 2 – КПД, %; 3 – температура тягового двигателя, $^{\circ}\text{C}$; в: 1 – $W_{oeemsi} \cdot 1000$; 2 – расход энергии, кВт ч; 3 – время движения / 4, с.

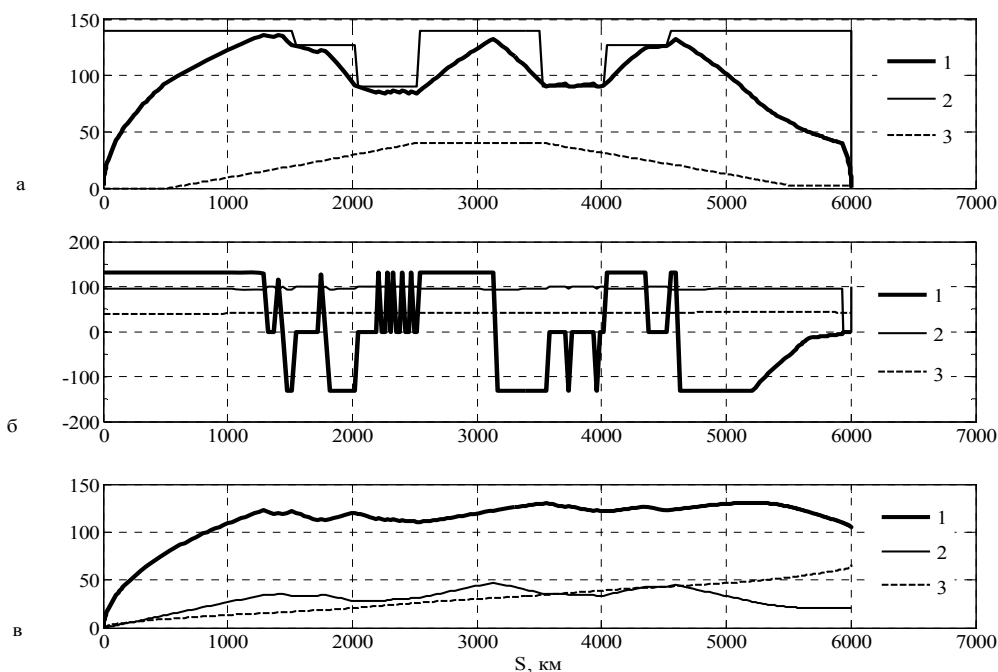


Рис. 4 – Кривые движения пригородного электропоезда с ЭМП АИД: а: 1 – скорость движения, км/ч; 2 – заданная скорость движения, км/ч; 3 – профиль пути, м; б: 1 – $M_2 / 100$, 2 – КПД, %; 3 – температура тягового двигателя, °C; в: 1 – $W_{oeemsi} \cdot 1000$; 2 – расход энергии, кВт ч; 3 – время движения / 4, с.

Как видно из кривых движения для пригородных электропоездов скорость электропоездов всех типов монотонно возрастает тяговый привод работает в режиме максимальной силы тяги, однако только у ЭПС АТД и ЭПС АИД она достигает заданной на очень коротком интервале времени, далее она снижается ввиду заданного графика движения с применением электрического торможения, у ЭПС СДПМ и заданная скорость не была достигнута. Далее скорость поддерживается ниже заданной скорости движения, чередуется режим тяги при максимальном КПД и выбега. На интервале от 2500 до 3500 м от начала движения ровный участок без кривых ограничений скорости движения на котором также наблюдается разгон ЭПС. Однако на этом участке заданная скорость не была достигнута не одним из ЭПС так как для соблюдения графика движения приблизительно на расстоянии 3100 м ЭПС перешли в режим рекуперативного торможения. На участке от 3500 м до 5500 м затяжной спуск. На от 3500 м до 4000 м скорость поддерживается постоянной путем включения рекуперативного торможения. В интервале времени от 3500 м до 5000 м скорость возрастает ввиду с постепенным снятием ограничений, тяговый привод работает в режиме тяги в сочетании с режимом выбега. У ЭПС АТД и ЭПС РИД скорость достигает заданной и поддерживается в интервале от 4600 м до 5000 м далее снижается до полной остановки с применением всех видов торможения (рекуперативного с полной силой торможения, рекуперативного в режиме

максимального КПД и остановочного электропневматического). У ЭПС СДПМ и ЭПС АИД заданная скорость не была достигнута ввиду меньшего ускорения на высоких скоростях движения, чем у ЭПС АТД или ЭПС РИД. На участке 4500 м начинается остановочное торможение. Расход Энергии поезда возрастает в режиме тяги (положительная сила тяги) и достигает величины и снижается в режиме рекуперативного торможения. Максимальная величина расхода энергии составляет 50 кВт·ч, а энергия рекуперации 25...27 кВт·ч. Температура ЭМП изменяется незначительно ввиду малого интервала движения поезда.

Таблица 1 – Оптимальные типы электромеханических преобразователей

Максимальная скорость движения ЭПС, км/ч	Оптимальный тип ЭМП, по критерию расхода энергии	Оптимальный тип ЭМП, по критерию средней скорости движения	Оптимальный тип ЭМП, согласно комплексного критерия эффективности
50	АТД	СДПМ	СДПМ
60	АТД	СДПМ	АТД
70	АТД	СДПМ	АТД
80	АТД	СДПМ	АТД
90	АТД	СДПМ	СДПМ
100	АТД	СДПМ	АТД
110	АТД	СДПМ	АТД
120	АТД	СДПМ	СДПМ
140	АТД	СДПМ	СДПМ

Как видно из таблицы для пригородных электропоездов лучшие показатели расхода энергии показывает ЭПС с ЭМП АТД, а лучшую среднюю скорость ЭПС с ЭМП СДПМ, результаты по этим критериям противоречивы, поэтому применен показатель эффективности, согласно которому максимальных скоростей движения 50, 90, 120 и 140 целесообразно выбрать ЭМП СДПМ, для остальных рассматриваемых скоростей движения ЭМП АТД. Это обусловлено тем фактом, что ЭПС с ЭМП АТД и ЭМП СДПМ в большей степени соблюдали график движения на рассмотренном участке.

Выводы. В работе рассмотрена методика определения эффективности тягового привода пригородного электропоезда. В качестве критерия эффективности выбран комплексный критерий со следующими составляющими: расход энергии электропоезда, средняя скорость движения, и показателей эффективности. Установлено, что для максимальных скоростей движения 50, 90, 120 и 140 км/ч целесообразно выбрать ЭМП СДПМ, для остальных рассматриваемых скоростей движения ЭМП АТД.

Список литературы: 1. Омельяненко В. И., Любарский Б. Г., Рябов Е. С., Демидов А. В., Глебова Т. В. Анализ и сравнение перспективных тяговых электродвигателей // *Залізничний транспорт України*. – 2008. – №2/1. – С. 26–31. 2. Омельяненко В. И., Любарский Б. Г., Рябов Е. С., Демидов А. В., Глебова Т. В. Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава // *Локомотив-інформ*. – 2008. – №1. – С. 16 – 19. 3. Колпахчан Г. И. Электроприводы перспективного электроподвижного состава / Г. И. Колпахчан, В. И. Захаров // *Электровозостроение : сб. научн. тр. ОАО «Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения» (ОАО «ВЭЛНИИ»)*. – Т.45 – Новочеркасск, 2001. – с.62 – 67. 4. Любарский Б. Г., Рябов Е. С., Демидов А. В. Перспективный тяговый привод на базе двигателей с поперечным полем // *Залізничний транспорт України*. – 2007. – №2/1 – С.46 – 48. 5. Правила тяговых расчетов поездной работы. – М. : Транспорт. 1985. – 287с. 6. Основы локомотивной тяги. Учебник для техникумов ж.-д. трансп. / С. И. Осипов, К. А. Миронов, В. И. Ревич. 3-е изд., доп. и перераб. – М. : Транспорт, 1979. – 440 с. 7. Постол Б. Г. Теоретические основы разработки рациональных режимов вождения поездов и расчета масс составов : Уч. пособие. – Хабаровск : ДВГУПС. 1998. 61с. 8. Мугиншейн Л. А., Илютович А. У., Ябко И. А. Энергооптимальные методы управления движением поездов : сб. науч. тр. «ВНИИЖТ». — М. : Интекст, 2012. – 80с. 9. Логинова Е. Ю., Солдатенко Д. А. Использование критериев эффективности при выборе тягового электродвигателя для электрической передачи тепловоза / *Транспорт : наука, техника, управление*. – 2009. – №2. С. 22 – 27. 10. Совершенствование синхронного тягового двигателя на постоянных магнитах // *Железные дороги мира*. – 2009. – №7. – С.56 – 69. 11. Киреев А. В. Тяговый вентильно-индукторный привод электроподвижного состава // *Железнодорожный транспорт*. – 2008. – №7. – С. 50 – 54. 12. Рябов Е. С. Реактивный индукторный двигатель с аксиальным магнитным потоком // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – 2010. – № 38. – С. 80 – 83. 13. Распоряжение ОАО "РЖД" от 30.01.2009 N 181р Об утверждении типов и основных характеристик моторвагонного подвижного состава.

Bibliography (transliterated): 1. Omelyanenko V. I., Lyubarskiy B. G., Ryabov E. S., Demidov A. V., Glebova T. V. Analysis and comparison of prospective traction motors // *Railway Transport of Ukraine*. – 2008. – № 2/1. – S. 26 – 31. 2. Omelyanenko V. I., Lyubarskiy B. G., Ryabov E. S., Demidov A. V., Glebova T. V. Motors for electric rolling perspective // *Locomotive INFORM*. – 2008. – № 1. – S. 16 – 19. 3. Kolpahchyan G. I. Actuators promising electric rolling / *Kolpahchyan G. I., Zakharov V. / Electric locomotive building : Sat Nauchn. transport of "All-Russia. n.-i. and design konstruktr. Inst electric locomotive ("JSC" VELNII ")*. – V.45 – Novocherkassk, 2001. – P.62 – 67. 4. Lyubarskiy B. G., Ryabov E. S., Demidov A. V. Perspective based on the traction drive motors with transverse field // *Railway Transport of Ukraine*. – 2007. – № 2/1 – P.46 – 48. 5. Terms of train traction calculations. – M. : Transport. 1985. – 287. 6. Fundamentals of locomotive traction. Textbook for technical railway transp. / S. I. Osipov, K. A. Mironov, V. I. Revich. 3rd ed., Ext. and rev. – Moscow : Transport, 1979. – 440. 7. Postol B. G. Theoretical basis for the development of rational modes of driving trains and calculate the weight of the composition : Ouch. allowance. – Khabarovsk DVGUPS. 1998. 61c. 8. Muginsheyn L. A., Ilyutovich A. U., Yabko I. A. Optimal energy traffic control methods : Sat scientific. tr. "VNIIZhT." - M. : Intekst 2012. – 80c. 9. Loginov E. J., Soldatenko D. A. Using performance criteria when choosing a traction motor for electric transmission locomotive / *Transport : science, technology, management*. – 2009. – № 2. Pp. 22 – 27. 10. Improving synchronous traction motor permanent magnet // *Railways world*. – 2009. – № 7. – P.56 – 69. 11. Kireev A. V. Traction drive switched-inductor electric rolling // *Rail*. – 2008. – № 7. – S. 50 – 54. 12. Ryabov E. S. Inductor jet engine axial flux // *News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "Harkivsky politehnicny institut"*. – 2010. – № 38. – S. 80 – 83. 13. Disposal of OAO "Russian Railways" from 30.01.2009 N 181r On approval of the types and main characteristics of multiple units.

Надійшла (received) 02.04.2014

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.026

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

В. І. СЕРИКОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;

С. С. ПАСІЧНИЙ, студент НТУ «ХПІ»

АВТОМАТИЗАЦІЯ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ ПЛАНЕТАРНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В статті запропонований алгоритм і програмний продукт, які дозволяють за заданими передаточними відношеннями в автоматизованому режимі синтезувати всі можливі структурні схеми планетарної коробки передач з двома ступенями свободи. Далі для всіх синтезованих структурних схем за допомогою хвильового алгоритму Лі перевіряється можливість конструктивної реалізації кінематичної схеми. Для тих схем, які реалізуються конструктивно, знаходяться всі основні кінематичні і силові характеристики. Це дозволяє не тільки задовольнити всім конструктивним обмеженням, а й обрати схему, яка має найкращі показники за обраними кількісними характеристиками якості.

Ключові слова: транспортні засоби, трансмісії, планетарні коробки передач, критерій якості трансмісії, кількісні критерії якості, структурно-параметричний синтез, алгоритм, передаточні відношення.

Вступ. Планетарні коробки передач (ПКП) використовуються в силових передачах самохідних транспортних і тягових машин з перших десятиліть ХХ століття. Спочатку застосування ПКП було вкрай рідкісним, що пояснюється відсутністю на той час досить розвиненої теорії планетарних передач і невисоким, за сучасними мірками, технологічним рівнем машинобудування.

З часом використання ПКП безперервно зростало і, до рубежу ХХ-ХХІ століть, придбало практично абсолютний статус у складі силових передач переважної більшості зразків легкових і вантажних автомобілів, автобусів, промислових і сільськогосподарських тракторів, будівельних і дорожніх машин та об'єктів бронетанкової техніки.

Є всі підстави вважати, що, принаймні в досяжному майбутньому, рівень використання ПКП, за умови їх подальшого вдосконалення, буде тільки зростати.

До теперішнього часу в світі створені тисячі різних схем ПКП, але ресурси творчості в цій області далеко не вичерпані. Інженери ХХІ століття повинні створювати нові прогресивні схеми ПКП для перспективних машин,

а це можливе тільки за умови докладного і ретельного аналізу вже наявних схем ПКП.

Після виконання тягового розрахунку машини та розбивки передаточних чисел в коробці передач перед конструктором стоїть проблема вибору найбільш раціональної схеми її конструкції, яка реалізує задані передаточні числа. Якщо при виборі кінематичної схеми з нерухомими осями валів зазвичай не виникають такі проблеми, то вибір схеми ПКП являє собою найбільш важку і відповідальну задачу для конструктора. Проблема полягає у тому, що для даних передаточних чисел можливо побудувати велику кількість схем ПКП. При цьому ці схеми будуть відрізнятися між собою за важкістю, величиною коефіцієнта корисної дії (ККД) та низкою інших показників, що впливають на технічний рівень конструкції, яка розробляється. Не знаючи засад проектування ПКП практично неможливо побудувати всі можливі схеми, що реалізують дані передаточні числа, і тим більше обрати з них найбільш раціональну.

Дана робота присвячена автоматизації проектування ПКП, що може значно допомогти в заощадженні часу та трудових ресурсів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. На даний момент проектувальниками використовується метод синтезу ПКП, що був свого часу розроблений М.О. Крейнсом. В подальшому цей метод неодноразово покращувався його учнями [1–9]. Для ПКП з двома ступенями свободи цей метод добре пророблений і в ньому присутній лише один етап, що потребує безпосередньої участі в процесі людини – це етап перевірки можливості створення за принципіальною схемою схеми кінематичної. Проблема складається в тому, що далеко не будь-яка принципіальна схема може бути реалізована як кінематична із-за неможливості здійснити необхідні зв'язки між елементами планетарних рядів та елементами керування. Безумовно, подібні задачі провідними розробниками ПКП вже в тій чи іншій мірі розв'язані, але вичерпної інформації на цю тему у доступній літературі не знайдено, тим більше не має вільно доступних програмних продуктів, які дозволяють повністю автоматизувати цей процес.

Ціль і постановка задачі. Для побудування методики автоматизованого синтезу ПКП за заданими передаточними відношеннями і програмного продукту, що її реалізує, необхідно:

- провести генерацію всіх можливих сполучень взаємних зв'язків між елементами ПКП, що можуть складати схему;
- перевірити і відбракувати схеми, які не задовольняють вимогам за кількісними критеріями якості ПКП, та сортувати за ступенем оптимальності ті, що залишилися;
- перевірити ті схеми, що залишилися, на можливість реалізації їхніх кінематичних схем.

Алгоритм генерації всіх можливих сполучень взаємних зв'язків між елементами ПКП, що можуть складати схему.

В даній роботі був використаний оригінальний алгоритм побудови всіх можливих комбінацій кінематичних схем для ПКП з двома ступенями свободи і двома, трьома або чотирма планетарними механізмами (ПМ) з відсіюванням варіантів, що не задовольняють основним критеріям синтезу. В подальшій роботі передбачається розширення можливостей створюваного програмного комплексу на ПКП з трьома та чотирма ступенями свободи.

Власне алгоритм має такий вигляд:

- 1) Введення кількості передач.
- 2) Вибір кількості ступенів свободи.
- 3) Визначення мінімальної кількості ПМ та гальм. Виконується за табл. 1.
- 4) Визначення мінімальної кількості необхідних зв'язків при даній кількості ступенів свободи. Обчислюється за формулою:

$$N=2n_{\text{пм}} - W, \quad (1)$$

де N – кількість необхідних зв'язків;

$n_{\text{пм}}$ – кількість ПМ;

W – кількість ступенів свободи.

- 5) Перебір всіх можливих варіантів комутації елементів в кінематичній схемі:

- вхід на всі ланки;
- вихід на всі вільні ланки;
- всі поєднання зв'язків.

- 6) Визначення елементів, що з'єднані з гальмами.

- 7) Відсіювання варіантів за наступними критеріями:

- не допускається прямий зв'язок між входом і виходом;
- не допускається гальмування вхідного або вихідного валів та елементів, що з ними жорстко зв'язані.

Алгоритм перевірки результатів на можливість реалізації їхніх кінематичних схем.

Завдання моделювання маршрутів (трасування) – одне з найбільш трудомістких завдань у загальній проблемі автоматизації проектування. Це пов'язано з декількома факторами, зокрема з різноманіттям способів конструктивно-технологічної реалізації різних трас, для кожного з яких при алгоритмічному вирішенні завдання застосовуються специфічні критерії оптимізації і обмеження. З математичного погляду трасування – найскладніше завдання вибору оптимального рішення з величезного числа варіантів.

Таблиця 1 – Мінімальна кількість структурних елементів ПКП [1]

Кількість ступенів свободи W	Основні елементи ПКП	Кількість елементів в ПКП при кількості передач (ПХ + 3Х без прямої передачі)										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	n_ϕ	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	n_Γ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	$n_{\text{ПМ}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3	n_ϕ	—	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	n_Γ	—	1	2	2	2	3	3	3	3	4	4
	$n_{\text{ПМ}}$	—	2	3	3	3	4	4	4	4	5	5
4	n_ϕ	—	—	3	3	3	3	3	3	3	3	3
	n_Γ	—	—	1	2	2	2	2	2	3	3	3
	$n_{\text{ПМ}}$	—	—	3	4	4	4	4	4	5	5	5
5	n_ϕ	—	—	—	4	4	4	4	4	4	4	4
	n_Γ	—	—	—	1	3	3	3	3	3	3	3
	$n_{\text{ПМ}}$	—	—	—	3	4	4	4	4	4	4	4

При синтезі ПКП, незалежно від метода, рано чи пізно проектувальник стикається з комутацією елементів ПКП між собою. Це пов'язано з необхідністю перевірки складеності окремої структурної схеми. Найбільшу складність являють собою схеми, в яких ланки, що зеднані з вхідним і вихідним валами, належать одному ПМ або ПМ, що знаходяться між іншими. В цих випадках найбільш гостро стає питання визначення такого порядку проведення комутації, щоб можна було провести всі зв'язки (якщо це можливо) (рис. 1).

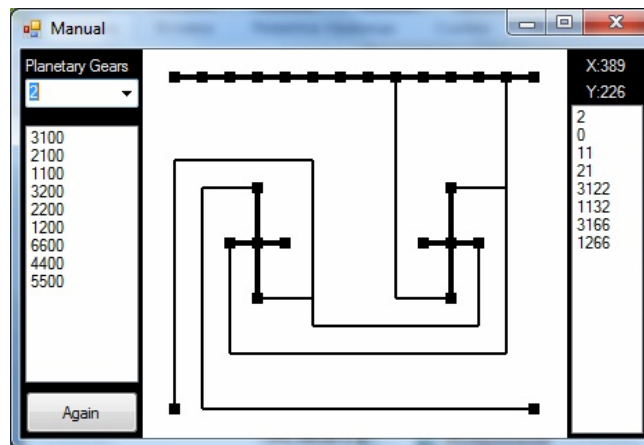


Рис. 1 – Приклад проведення ліній комутації

У випадках, коли ні один зв'язок не проводиться по найкоротшому маршруту, при будь-якому порядку комутації неможливо скласти схему без накладення обмежень таким чином, щоб перший зв'язок був проведений неоптимальним шляхом (рис. 2):

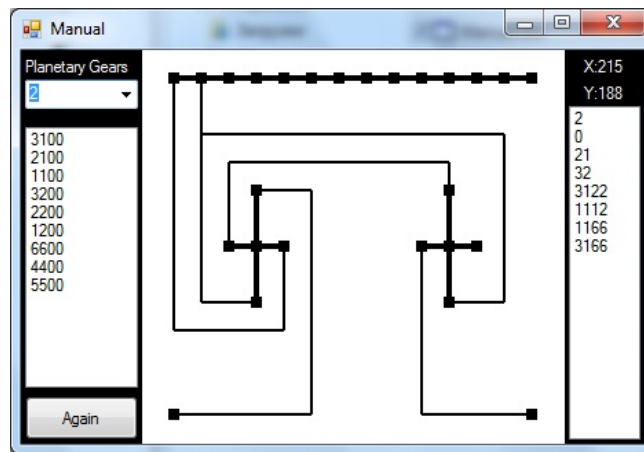


Рис. 2 – Зв'язок, що поєднує ведучий вал із епіциклічною шестернею першого ряду, проведений не за найкоротшим маршрутом

Для проведення комутації був розроблений оригінальний алгоритм, що враховує всі вищевказані випадки. Для пошуку маршруту між ланками був використаний хвильовий алгоритм, який можна назвати одним з найбільш унікальних алгоритмів трасування. Хвильовий алгоритм дозволяє сформувати шлях (трасу) між двома ключовими точками (елементами) в будь-якому лабіринті, де він може бути сформованим [10].

Вихідні дані, цілі і завдання, які потрібні для роботи хвильового алгоритму можна коротко сформулювати наступним чином:

Хвильовий алгоритм вирішує задачу знаходження (пошуку) шляху на плоскій двовимірній карті карти. Кожній клітці карти присвоюється одне з двох станів "порожня" і "перешкода", також обираються клітини "початку" і "кінця" шляху.

Мета хвильового алгоритму – знаходження шляху на карті між початковою, кінцевою точкою (кліткою).

Хвильовий алгоритм працює з кінця, тобто з кінцевої клітини в усі напрямки поширюється хвиля кроком в одну клітку по радіусу. Далі хвиля поширюється з сусідніх клітин і т.д., немов ланцюгова реакція. Цей процес триває, поки не буде досягнута клітина початку шляху або не будуть заповнені всі поля, тобто завдання не можна вирішити. Хвиля рухається тільки по порожніх клітинах.

Для виконання поставлених задач алгоритм був значно дорацьовано, це пов'язано з низкою особливостей трасування ПКП.

Етапи хвильового алгоритму:

1) З початкового положення (елементу) хвиля поширюється в 4-х напрямках. Елемент, в який прийшла хвиля, створює новий фронт хвилі. Кожен з елементів першого фронту хвилі буде джерелом вторинної хвилі. Елементи другого фронту хвилі будуть генерувати хвилю третього фронту і

т.д. Процес формування хвиль триває, поки не буде досягнутий кінцевий елемент або заповнено всі клітинки.

2) На другому етапі хвильового алгоритму будується сама траса. Її побудова здійснюється відповідно до наступних правил:

Рух при побудові траси необхідно здійснювати відповідно з обраними пріоритетами.

При русі від кінцевого елемента до початкового номер фронту хвилі (шляхові координати) повинні зменшуватися.

Пріоритети напрямки руху при використанні хвильового алгоритму знаходження шляху обираються на стадії розробки. Якщо змінювати ці пріоритети, то можна отримати різні траси, але довжина траси в будь-якому випадку залишається однією і тією ж.

Переваги хвильового алгоритму в тому, що з його допомогою можна знайти трасу в будь-якому лабіринті і з будь-якою кількістю стін. Єдиним недоліком хвильового алгоритму є, те, що при побудові траси потрібен великий обсяг пам'яті.

Пріоритет руху, в даному випадку, обирається таким чином, щоб траса мала якомога менше поворотів.

Особливістю даної реалізації хвильового алгоритму є те, що він знаходить найкоротший шлях не лише між точками, а і між ламаними. При цьому буде обрано таку пару точок, щоб відстань між ними була найменшою.

На етапі власне трасування виконується пошук такої комбінації зв'язків, при якій можливо провести всі зв'язки. Спочатку до елемента входу підводиться зв'язок, який є базовим, всі інші зв'язки не можуть впливати на нього. Решта зв'язків проводяться, спочатку, в тій послідовності, в якій вони записані у вихідному коді, але якщо один з них провести не вдається, він переміщується на перше місце. При цьому, якщо два зв'язки ворогують один з одним і починають мінятися між собою першим і другим місцями, пошук комбінації припиняється і базовий зв'язок проводиться до елемента входу з іншого боку і все починається знову.

Генерація всіх можливих комбінацій зв'язків для комутації в структурній схемі ПКП виконується, також, оригінальним алгоритмом.

Вхідними даними є номери вхідної та вихідної ланок. Це зроблено для можливості примусового завдання елементів входу і виходу. Об'єкт генерує всі можливі комбінації зв'язків і визначає елементи, які потрібно з'єднати з гальмами. Якщо кількість цих елементів більша, ніж передбачена табл. 1, то це означає що в цій схемі існують такі ланцюги зв'язків, що містять у собі і елемент входу, і елемент виходу або дві ланки одного ПМ. Таким чином автоматично відсіюються всі коди, що не придатні для подальшого використання.

Алгоритм визначення внутрішніх передаточних відношень планетарних рядів за заданими передаточними відношеннями ПКП та повний аналіз схеми.

В будь-якій кінематичній та структурній схемах ПКП швидкості обертання всіх центральних ланок ω_a , ω_b та ω_h пов'язані між собою та внутрішніми передаточними числами ПМ k за допомогою рівнянь Вілліса, що можуть бути записані для кожного ПМ окремо:

$$\omega_a - k\omega_b + \omega_h(k-1) = 0, \quad (2)$$

де k – внутрішнє передаточне відношення ПМ, яке для тривіального ПМ визначається через числа зубів епіциклічного і сонячного коліс, як

$$k = -\frac{z_b}{z_a}.$$

Визначення внутрішніх передаточних відношень планетарних рядів через відомі передаточні відношення ПКП пов'язано з рішенням системи рівнянь змінної структури. Тому було прийнято рішення знаходити k для всіх ПМ шляхом їх перебору в заданому діапазоні з обраним шагом для забезпечення необхідної точності. Якщо в заданому діапазоні рішення, що задовольняє точності реалізації потрібних передаточних відношень не знаходиться, то така схема відбраковується.

Далі по знайдених внутрішніх передаточних відношеннях всіх ПМ з урахуванням умов соосності, складання та сусідства підбираються числа зубів на всіх зубчастих колесах і проводиться повний кінематичний та силовий аналіз за відомими методиками синтезу планетарних передач [1–6].

Він включає в себе:

- визначення швидкостей обертання всіх центральних ланок ПКП і сателітів на всіх передачах за умови швидкості обертання вхідної ланки $\omega_{\text{вх}} = 1$;

- визначення крутних моментів на всіх центральних ланках ПКП без урахування втрат в зубчастих зачепленнях та з їх урахуванням на всіх передачах за умови крутного моменту на вхідній ланці $M_{\text{вх}} = 1$;

- визначення крутних моментів на всіх ввімкнених фрикціонах та гальмах на всіх передачах за умови крутного моменту на вхідній ланці $M_{\text{вх}} = 1$;

- визначення всіх кількісних критеріїв якості ПКП [11];

- визначення інтегральної оцінки якості схеми [11].

Опис інтерфейсу програмної реалізації синтезу ПКП

В процесі виконання даної роботи була розроблена програма, що проводить синтез ПКП з двома ступенями свободи (рис. 3).

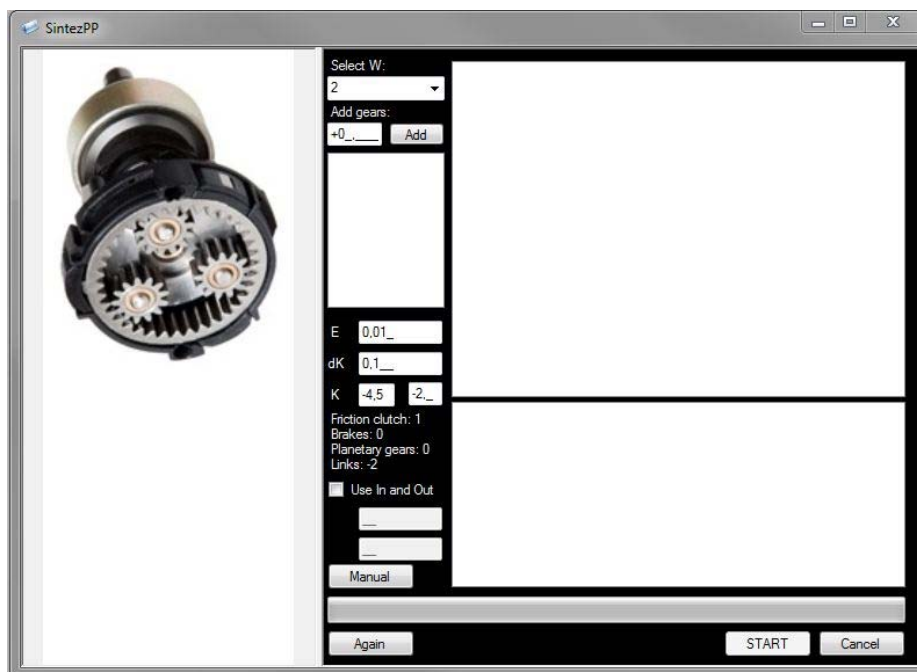


Рис. 3 – Інтерфейс програми

Після запуску програми відкривається головна форма, на якій необхідно обрати кількість ступенів свободи ПКП, що синтезується. Потім додаються передаточні відношення непрямих передач.

Якщо користувач бажає примусово задати ланки, що з'єднуються з вхідним та вихідним валами, то він має поставити прапорець “Use In and Out” та ввести номери цих ланок (рис. 4). Потім натиснути кнопку “Next” та зачекати доки не з'являться результати обчислень (рис. 5).

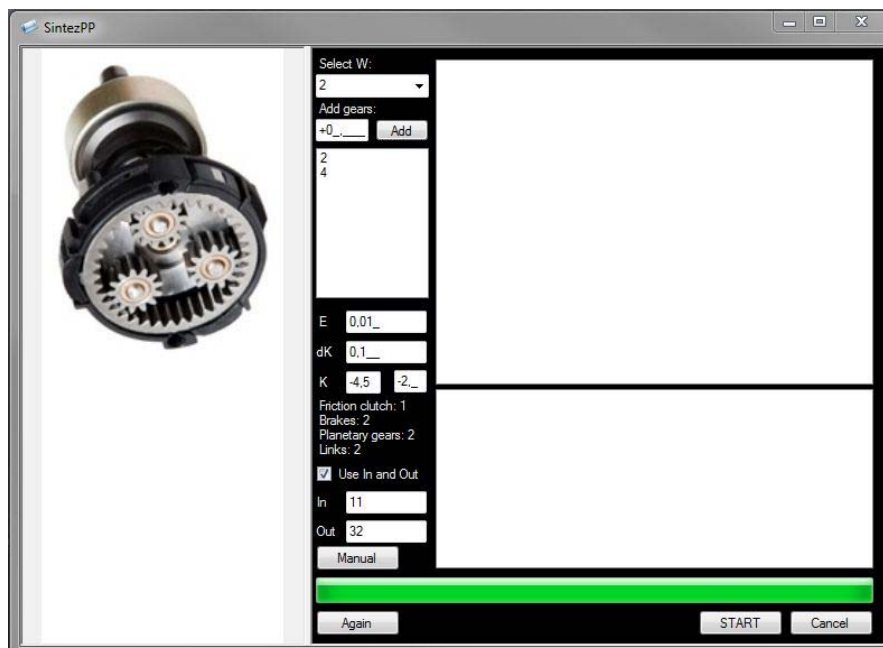


Рис. 4 – Завдання вихідних даних

Для перегляду конкретної схеми необхідно кликнути по ній мишкою і на екран в новій формі виведеться її структурна схема (рис. 6) а в полі в нижній частині вікна результати параметрів (внутрішні передаточні відношення планетарних рядів, кутові швидкості ланок, числа зубів, моменти тощо).

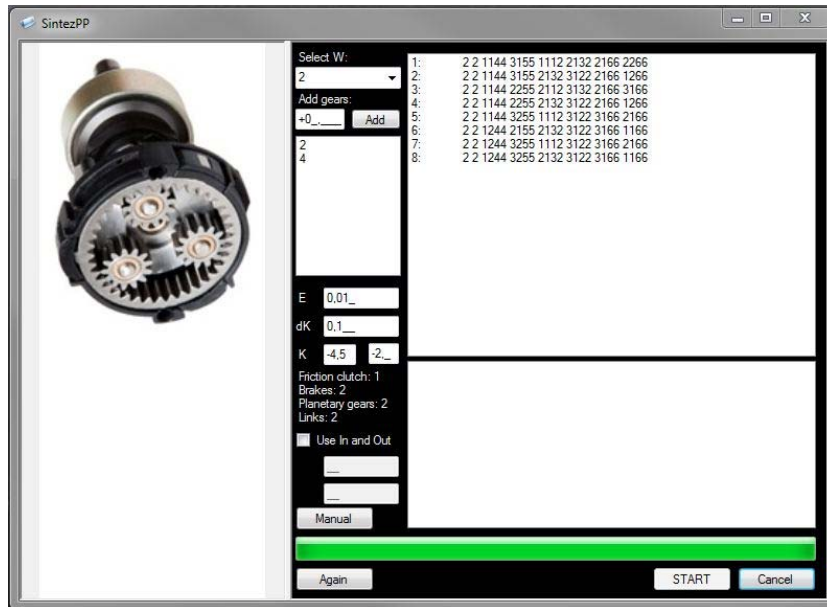


Рис. 5 – Генеровані схеми

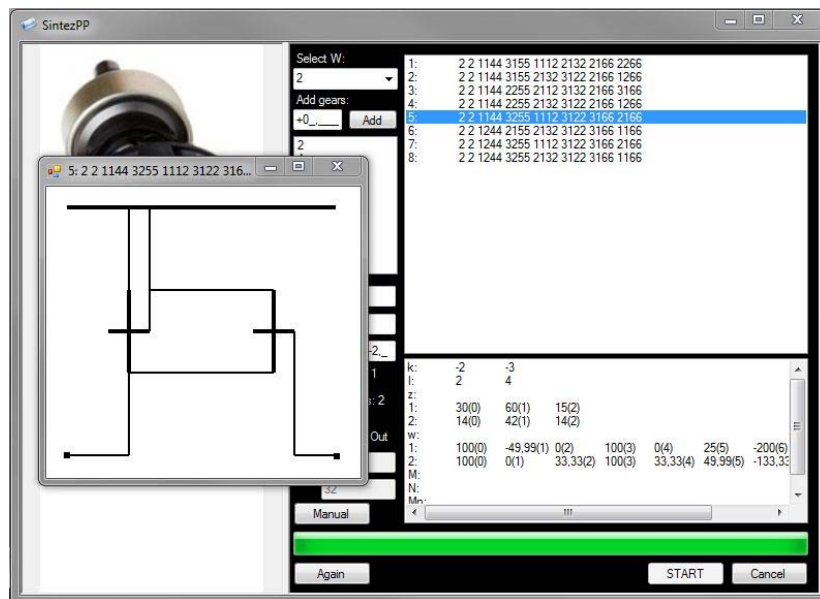


Рис. 6 – Перегляд конкретної схеми

Також в програмний комплекс увійшла програма для ручної комутації ланок. При використанні цієї програми оператор повинен сам визначитися зі зв'язками, які він буде проводити. Ця програма призначена для ручної

перевірки складаності вже генерованих схем, якщо є підозра, що основна програма зробила це некоректно, і обчислення параметрів ПКП з відомою структурною схемою.

Програма запускається окремо або через основну програму шляхом натискання на кнопку “Manual”. Після запуску програми оператор повинен обрати пари елементів, між якими потрібно провести звязки. В результаті заповнюється вектор звязків. Вектор має таку структуру:

X – кількість елементарних ПМ;
X – кількість елементів, що з'єднані з гальмами;
XX – елемент входу;
XX – елемент виходу;
XXXX – звязки (декілька);
XX – елементи, що з'єднані з гальмами (декілька, кількість визначається за табл. 1);

Також необхідно задати данні для розрахунку параметрів ПКП:

- бажаний діапазон внутрішніх передаточних відношень;
- крок перебору внутрішніх передаточних відношень;
- точність пошуку.

При виконанні програми звязки, що з'єднують ланки з гальмами, представляються як звязки між ланками. Це зроблено для того, щоб дещо помякшити правила користування програмою (щоб можна було задавати звязки і гальма незалежно одне від одного) (рис. 7).

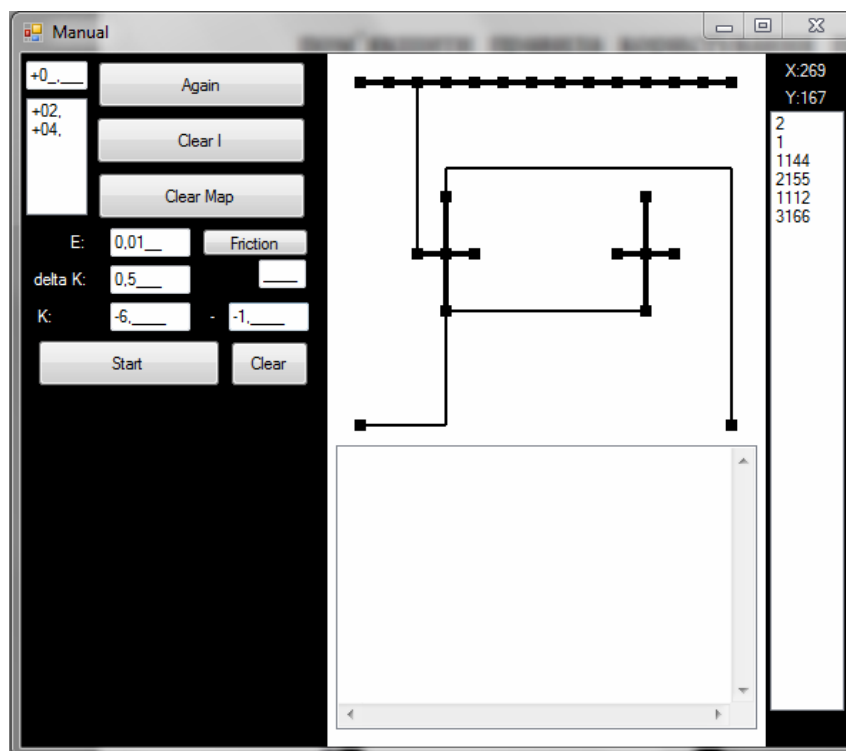


Рис. 7 – Програма Manual

Програма Manual використовує ті ж самі об'єкти, що й головна програма. В результаті виконання програми маємо готовий розрахунок основних параметрів ПКП (рис. 8).

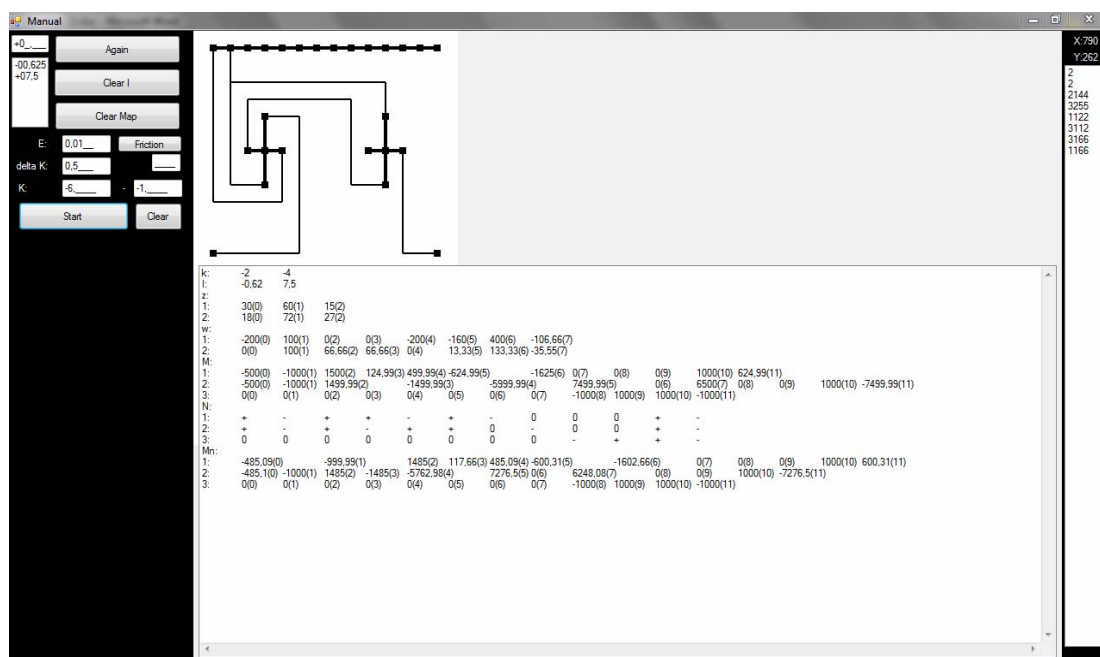


Рис. 8 – Результати розрахунку

Висновки. В результаті проведеної роботи запропоновано алгоритм і програмний продукт, які дозволяють за заданими передаточними відношеннями [12] в автоматизованому режимі одержувати кінематичну схему планетарної коробки передач з двома ступенями свободи, що задовольняє всім конструктивним обмеженням і має найкращі показники за обраними кількісними критеріями якості.

В якості продовження досліджень заплановано в межах випускної кваліфікаційної роботи спеціаліста розширити можливості алгоритму і програмного продукту на планетарні коробки передач з трьома ступенями свободи.

Список літератури: 1. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин / Филичкин Н. В. Учебное пособие. Компьютерная версия, исправленная и дополненная. – Челябинск : Изд. ЮУрГУ, 2008. – 178 с. 2. Шарипов В. М. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин / Шарипов В. М., Крумбольдт Л. Н., Маринкин А. П. Под общ. ред. В. М. Шарипова. – М. : МГТУ «МАМИ», 2000. – 142 с. 3. Красеньков В. И., Ващец А. Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М. : Машиностроение. – 1986. – 272 с. 4. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи : Справочник / Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с. 5. Шеломов В. Б. Структурный синтез кинематических схем планетарных коробок / В. Б. Шеломов // СПб СТУ. – 2010. – №1. Т8. – С. 52-61. 6. Мельников О. А. Синтез кинематических схем планетарных коробок передач со

сдвоенными сателлитами для перспективных гусеничных машин : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Мельников Олег Александрович. – Волгоград, 2004. – 192 с. 7. Курис Э. В. Основы новых методов кинематического расчета коробок передач : дис. канд. техн. наук : 05.03.01 / Курис Эдуард Валерьевич. – Ростов-на-Дону, 2009. – 203 с. 8. Саламандра К. Б. Синтез схем многоскоростных комбинированных коробок передач с неподвижными и подвижными осями зубчатых колес : дис. канд. техн. наук : 05.02.18 / Саламандра Константин Борисович. – Москва, 2009. – 172 с. 9. Садыкова А. Я. Структурный синтез планетарных зубчатых коробок передач с одновенцовыми сателлитами : дис. канд. техн. наук : 05.02.18 / Садыкова Анна Яковлевна. – Уфа, 2006. – 167 с. 10. Реализация волнового алгоритма для определения кратчайшего маршрута на плоскости при моделировании трасс с препятствиями / А. С. Козадаев, Е. В. Дубовицкий // Вестник ТГУ, – Т.15, – Вып. 6, 2010. 11. К вопросу о количественных критериях качества кинематических схем планетарных коробок передач / Д. О. Волонцевич, Е. О. Веретенников, С. С. Пасичный // Вісник НТУ "ХПІ", Збірник наукових праць. Серія : Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», – 2013. – №31(1004). – С. 105-110. 12. Волонцевич Д. О. К вопросу разбивки передаточных отношений бортовых планетарных коробок передач гусеничных машин / Д. О. Волонцевич, Е. А. Веретенников // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №2/7 (50). – С. 25-27.

Bibliography (transliterated): 1. Analiz planetarnykh korobok peredach transportnykh i tzhagovykh mashin / Filichkin N. V. Uchebnoe posobie. Kompjuternaja versija, ispravlennaja i dopolnennaja. – Cheljabinsk : Izd. JuUrGU, 2008. – 178 s. 2. Sharipov V. M. Planetarnye korobki peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin / Sharipov V. M., Krumboldt L. N., Marinkin A. P. Pod obshh. red. V. M. Sharipova. – M. : MGUTU «MAMI», 2000. – 142 s. 3. Krasnenkov V. I., Vashec A. D. Proektirovanie planetarnykh mehanizmov transportnykh mashin. – M. : Mashinostroenie. – 1986. – 272 s. 4. Kudrjavcev V. N. Planetarnye peredachi : Spravochnik / Kudrjavcev V. N., Kirdjashev Ju. N. – L. : Mashinostroenie, 1977. – 536 s. 5. Shelomov V. B. Struturnyj sintez kinematcheskikh shem planetarnykh korobok / V. B. Shelomov // SPb STU. – 2010. – №1. T8. – S. 52-61. 6. Melnikov O. A. Sintez kinematcheskikh shem planetarnykh korobok peredach so sdvoennymi satellitami dlja perspektivnykh gusenichnykh mashin : dis. kand. tehn. nauk : 05.05.03 / Melnikov Oleg Aleksandrovich. – Volgograd, 2004. – 192 s. 7. Kuris Je. V. Osnovy novykh metodov kinematcheskogo rascheta korobok peredach : dis. kand. tehn. nauk : 05.03.01 / Kuris Jeduard Valerevich. – Rostov-na-Donu, 2009. – 203 s. 8. Salamandra K. B. Sintez shem mnogoskorostnykh kombinirovannykh korobok peredach s nepodvizhnymi i podvizhnymi osjami zubchatykh koles : dis. kand. tehn. nauk : 05.02.18 / Salamandra Konstantin Borisovich. – Moskva, 2009. – 172 s. 9. Sadykova A. Ja. Strukturnyj sintez planetarnykh zubchatykh korobok peredach s odnovencovymi satellitami : dis. kand. tehn. nauk : 05.02.18 / Sadykova Anna Jakovlevna. – Ufa, 2006. – 167 s. 10. Realizacija volnovogo algoritma dlja opredelenija kratchajshogo marshruta na ploskosti pri modelirovanii trass s prepjatstvijami / A. S. Kozadaev, E. V. Dubovickij // Vestnik TGU, – T.15, – Vyp. 6, 2010. 11. K voprosu o kolichestvennykh kriterijah kachestva kinematcheskikh shem planetarnykh korobok peredach / D. O. Voloncevich, E. O. Veretennikov, S. S. Pasichnij // Visnik NTU "HPI", Zbirnik naukovih prac. Serija : Transportne mashinobuduvannja. – Harkiv : NTU «HPI», – 2013. – №31(1004). – S. 105-110. 12. Voloncevich D. O. K voprosu razbivki peredatochnykh otnoshenij bortovykh planetarnykh korobok peredach gusenichnykh mashin / D. O. Voloncevich, E. A. Veretennikov // Vostochno-Evropskij zhurnal peredovykh tehnologij. – 2011. – №2/7 (50). – S. 25-27.

Надійшла (received) 20.03.2014

А. В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, соискатель НТУ «ХПИ»

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ

Проектные исследования корпусов легкобронированных машин служат в качестве необходимых и важных этапов анализа зависимости их прочностных, жесткостных и динамических характеристик от тех или иных варьируемых параметров. Это делается с целью обоснования таких значений этих параметров, которые обеспечат требуемые тактико-технические характеристики проектируемых машин. Статья содержит результаты численно-аналитического исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик корпусов легкобронированных машин. На примере корпуса бронетранспортера БТР-3Е продемонстрирована применимость линеаризации отклика этих характеристик на варьирование параметров бронекорпусов. Приведены иллюстрации изменения собственных частот и форм колебаний корпуса.

Ключевые слова: тактико-технические характеристики, легкобронированная машина, прочностные характеристики, чувствительность, собственные формы колебаний, варьируемый параметр, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, расчетно-аналитический метод.

Введение. Проектные исследования корпусов легкобронированных машин служат в качестве необходимых и важных этапов анализа зависимости их прочностных, жесткостных и динамических характеристик от тех или иных варьируемых параметров. Это делается с целью обоснования таких значений этих параметров, которые обеспечат требуемые тактико-технические характеристики проектируемых машин (защищенности, подвижности, огневой мощи). Традиционным способом при этом является применение метода конечных элементов (МКЭ) [1] в соответствии с тем или иным способом перебора вариантов проектных решений [2, 3]. В то же время такой подход несет на себе все недостатки численного моделирования, в том числе – трудность установления зависимостей интересующих характеристик от тех или иных варьируемых параметров. Такая возможность является как раз преимуществом аналитических методов расчета. Однако они неприменимы для расчета таких сложных конструкций как, например, бронекорпуса боевых легкобронированных машин.

Для устранения отмеченных недостатков двух альтернативных методов исследования предлагается разработать расчетно-аналитический метод анализа прочностных, жесткостных и динамических характеристик сложных механических систем от их проектно-технических параметров. Эта задача составляет цель данной статьи.

Анализ публикаций по теме. Методологической основой предполагаемого к разработке метода является технология обобщенного параметрического описания сложных и сверхсложных механических систем, предложенная в работах [4,5]. В развитие данного подхода в статье [6] предложена методология анализа влияния варьирования отдельных параметров на ряд характеристик на примере корпусов легкобронированных машин. Схожие подходы были использованы в работе [7] применительно к процессу утонения тонкостенных машиностроительных конструкций.

Таким образом, определенная методологическая база для решения поставленной задачи подготовлена. Требуется только ее математическая формализация и реализация в виде соответствующего программно-модельного обеспечения. Это – **цель** данной работы.

Постановка задачи. Исследуется тонкостенная пространственная конструкция, ярким примером которой может быть корпус бронетранспортера (рис. 1).

Для нее могут быть поставлены различные типы задач моделирования физико-математических процессов или состояний. В частности, представляет интерес анализ напряженно-деформированного состояния [8] или малых колебаний бронекорпуса под действием тех или иных нагрузок [9].

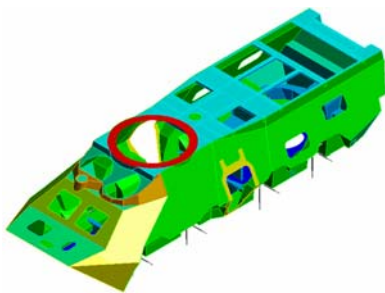


Рис. 1 — Корпус бронетранспортера БТР-3Е с пробным набором толщин всех панелей 6 мм

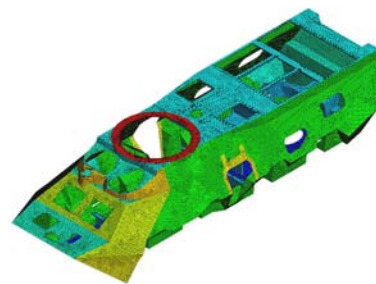


Рис. 2 – Конечно-элементная модель

Материалы исследований. Применительно к таким сложным конструкциям как бронекорпуса легкобронированных машин обычно используются численные методы решения данных задач. Так, задача определения напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов в квазистатической постановке сводится к решению систем линейных алгебраических уравнений [1]:

$$K \cdot x = f, \quad (1)$$

где K – матрица жесткости конечно-элементного ансамбля, моделирующего объект исследований; x – вектор узловых неизвестных; f – вектор узловых нагрузок.

Задача определения собственных частот колебаний предполагает решение задачи на собственные значения. Частотное уравнение –

$$\text{Det}(K - \omega^2 M) = 0, \quad (2)$$

где M – матрица масс конечно-элементной модели исследуемого объекта, ω – собственная частота колебаний (начиная с низшей ω_1 и далее $\omega_{i+1} \geq \omega_i$, $i=1,2,\dots$).

Ставится задача установления возмущенных решений задач (1) и (2). Возмущение вносится путем варьирования параметров $p = \{p_1, p_2, \dots, p_N\}^T$, совокупность которых описывает конструктивно-технологическое решение, например, корпуса бронетранспортера (см. рис. 1). Тогда, следуя работе [10], можно формально записать возмущенные решения (1), (2) в виде:

$$x \approx x_0 + \Delta_1 \cdot \Delta p; \quad (3) \quad \omega_i^2 = \omega_{i0}^2 + \Delta_2 \cdot \Delta p, \quad (4)$$

где решения с индексом «0» соответствуют некоторому базовому набору параметров исследуемого объекта P_{s0} , а матрицы Δ_1 и Δ_2 содержат компоненты чувствительности решений к изменению параметров. Таким образом, возмущенное решение линейно зависит от приращения параметров Δp .

Приближенные равенства (3), (4) обращаются в точные для бесконечно малых приращений параметра. При конечном же их приращении получаем погрешность, увеличивающуюся с ростом Δp , что снижает применимость данных соотношений. Для устранения этого недостатка предлагается определять компоненты чувствительности путем конечного возмущения конечно-элементной модели при всех нулевых Δp_i , кроме некоторого одного $\Delta p_k = \Delta_k^*$. Здесь Δ_k^* – некоторое характерное значение для варьирования параметров, определяемое практикой и обычно находящееся в диапазоне $(0,1 \div 0,3) \cdot p_{k0}$. Тогда, обозначая такой массив параметров \tilde{p}_{ki} , получаем приближенные соотношения для коэффициентов матриц чувствительности:

$$D_{1ij} = [x_i(\tilde{p}_{ij}) - x_{0i}] / \Delta_j; \quad (5) \quad D_{2ij} = [\omega_i^2(\tilde{p}_{ij}) - \omega_{0i}^2] / \Delta_j. \quad (6)$$

Решения $x(\tilde{p}_j)$, $\omega_i^2(\tilde{p}_j)$ можно назвать «реперными», поскольку они служат базой для конечно-разностного представления характеристик чувствительности.

Предложенный способ вычисления характеристик чувствительности в корне отличен от предлагаемого в теории возмущений. Его несомненным преимуществом является сохранение точности на конечном интервале варьирования каждого параметра Δp_k или их совокупности. В этом состоит еще большее преимущество: соотношения (3), (4) с коэффициентами (5), (6) приводят критериальные прочностные, жесткостные и динамические характеристики к линейному виду по отношению к степени варьирования

параметров p . Этим самым обосновывается применимость при решении задач синтеза проектно-технологических параметров средств и методов линейного программирования [10-12]. Таким образом, резко возрастает оперативность решения данных задач при сохранении приемлемой точности результатов.

Численный пример. Исследуется бронекорпус БТР-3Е (см. рис. 1). В качестве произвольного условного начального набора толщин всех его панелей принята толщина 8 мм. Материал – сталь 45 (условно). Модуль упругости и коэффициент Пуассона, а также плотность материала – из справочной библиотеки ANSYS. Конечно-элементная модель объекта – на рисунке 2. На рисунках 3-7 – результаты расчетов.

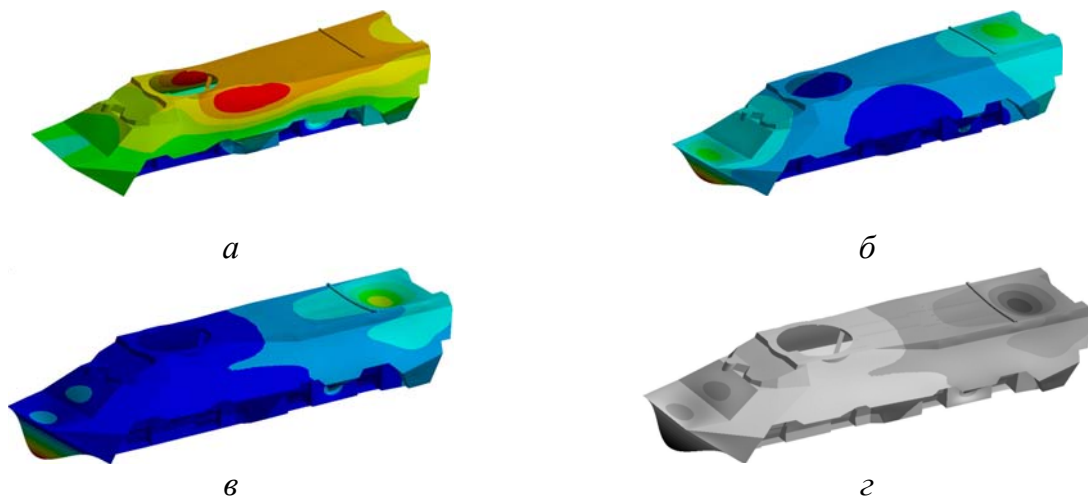


Рис. 3 – Формы колебаний бронекорпуса БТР-3Е: a – №1; $б$ – №2; $в$ – №3; $г$ – №4.

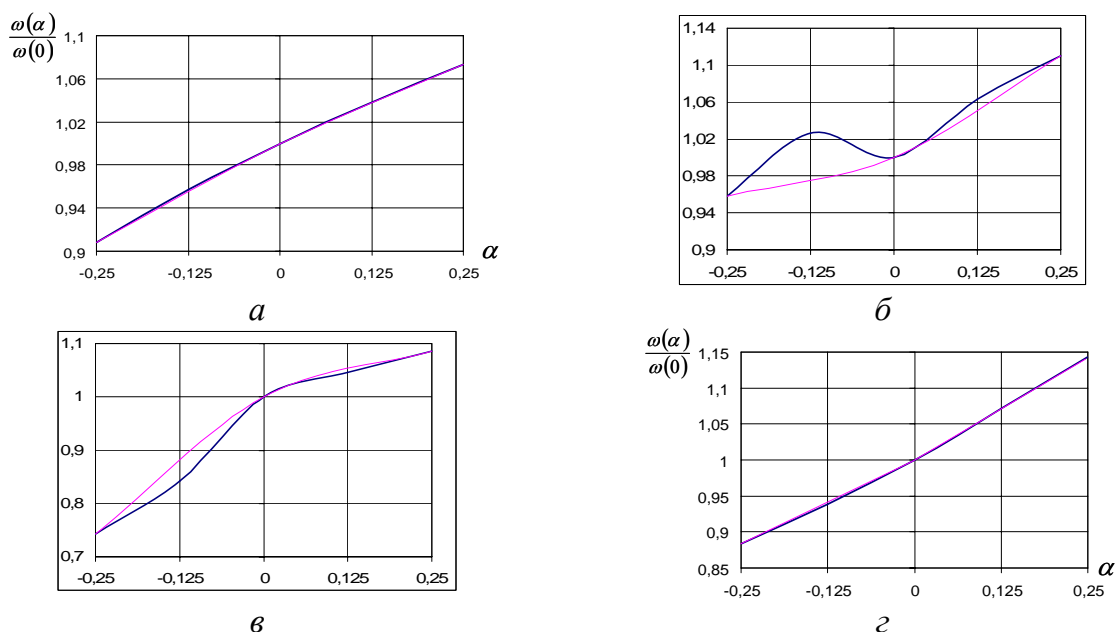


Рис. 4 – Зависимости частот колебаний бронекорпуса БТР-3Е от параметра α :
 a – №1; $б$ – №2; $в$ – №3; $г$ – №4.

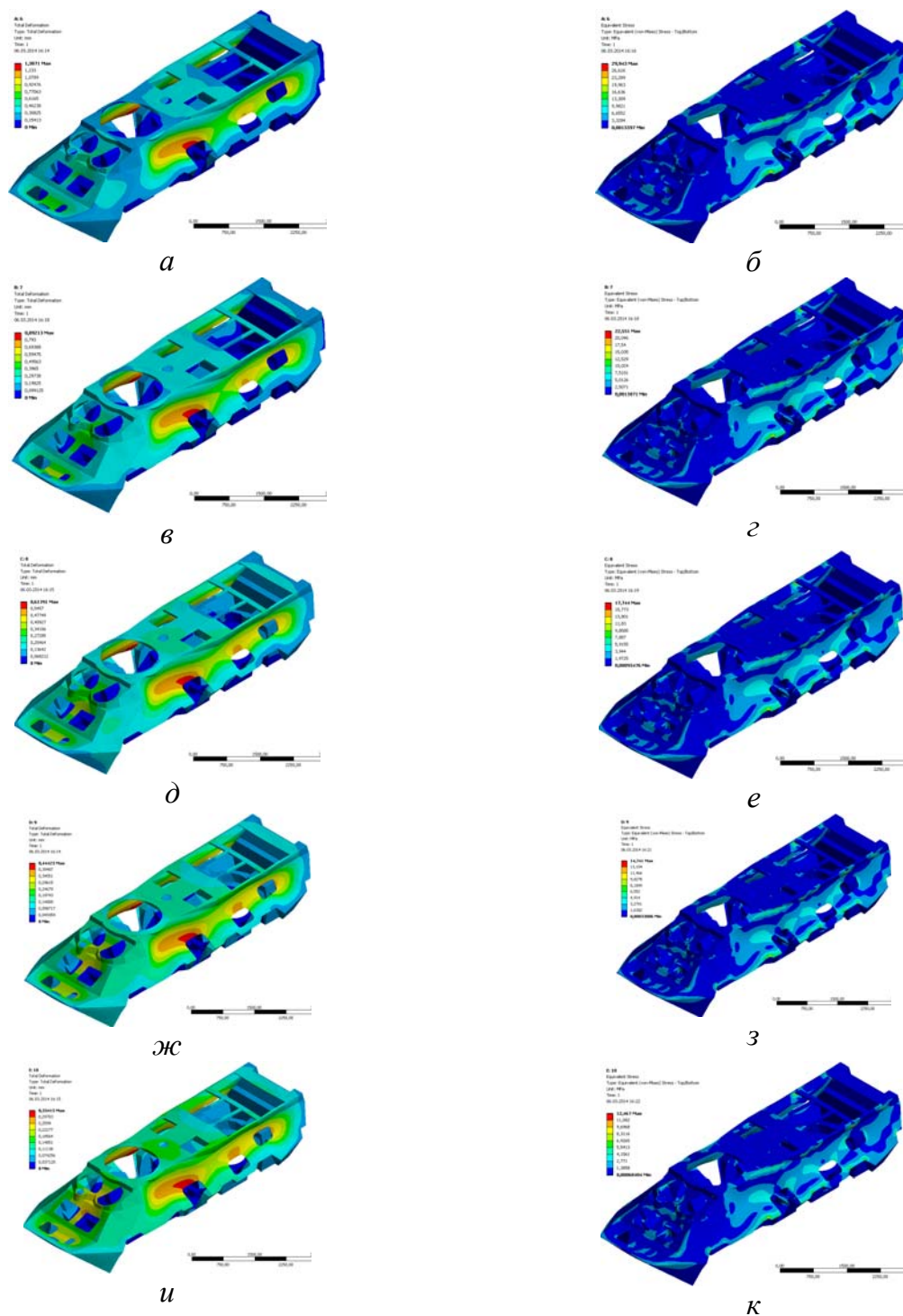


Рис. 5 – Распределение полных перемещений и эквивалентных напряжений по Мизесу в бронекорпусе БТР-3Е: а, б – толщина листов 6 мм; в, г – толщина листов 7 мм; д, е – толщина листов 8 мм; ж, з – толщина листов 9 мм; и, к – толщина листов 10 мм; а, в, д, ж, и – полные перемещения; б, г, е, з, к – напряжения по Мизесу.

Варьируется толщина панелей боковой проекции корпуса. Величина варьирования – $\pm 25\%$ в сторону утолщения и утонения (т.е. $\alpha \in [-0,25; 0,25]$).

На рисунке 3 представлены отдельные формы колебаний корпуса БТР-3Е, а на рисунке 4 – зависимости некоторых собственных частот колебаний от степени утонения/утолщения боковых панелей бронекорпусов. Важно, что на конкретном примере подтверждается спрогнозированная ранее тенденция, близкая к линейной зависимости по каждому параметру.

На рисунке 5 – напряженно-деформированное состояние бронекорпуса при действии избыточного внешнего давления, имитирующего воздействие ударной волны.

Далее на рисунках 6, 7 – зависимости максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу и максимальных прогибов корпуса от степеней утолщения/утонения боковых панелей бронекорпуса.

Видно, что прогнозированное примерно линейное поведение прочностных и жесткостных характеристик бронекорпусов от варьирования отдельных толщин панелей подтверждается. Отклонение аппроксимационной поверхности отклика от точной не превышает $3\div 5\%$.

Важно, что на конкретном примере подтверждается спрогнозированная ранее тенденция не только по динамическим, но и по прочностным характеристикам.

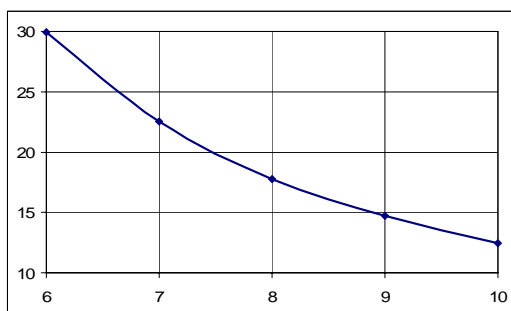


Рис. 6 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу (МПа) от степеней утолщения/утонения боковых панелей бронекорпуса

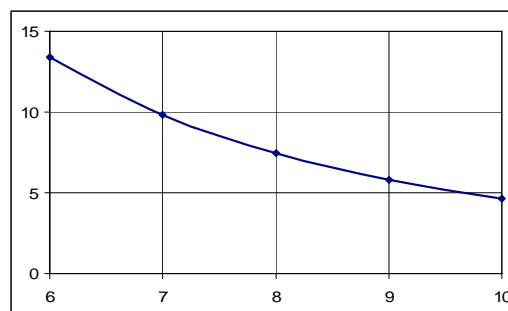


Рис. 7 – Зависимость максимальных прогибов корпуса от степеней утолщения/утонения боковых панелей бронекорпуса

Выводы. Описанная в работе методология обоснования проектно-технологических параметров на основе расчетно-аналитического моделирования реакции сложных механических систем на изменение различных параметров продемонстрировала свою применимость, точность и преимущества перед традиционными подходами.

Получаемые с ее помощью линейаризованные аппроксимационные функции отклика дают возможность оперативного решения задач синтеза параметров бронекорпусов проектируемых легкобронированных машин по прочностным, жесткостным и динамическим критериям, что напрямую связано с обеспечением заданных тактико-технических характеристик, например, защищенности.

В дальнейшем предложенная разработка планируется к использованию в практике проектных исследований ряда корпусов проектируемых легкобронированных машин.

Список литературы: 1. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике / *О. Зенкевич.* – М.: Мир, 1975. – 541 с. 2. *Бруль С. Т.* Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / *С. Т. Бруль, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев, И. Н. Карапейчик* // *Механіка та машинобудування.* – 2011. – №1. – С. 66–73. 3. *Карапейчик И. Н.* Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения / *И. Н. Карапейчик, А. В. Литвиненко, С. Т. Бруль, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* // *Вісник НТУ «ХПІ».* Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 22. – С. 69-77. 4. *Ткачук Н. А.* Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / *Н. А. Ткачук, Ю. В. Веретельник, Ю. Я. Миргородский, Е. В. Пелешко* // *Механіка та машинобудування.* – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004.– № 2, т. 2. – С.79-84. 5. *Ткачук Н. А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / *Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной, Е. А. Орлов, Н. Н. Ткачук* // *Механіка та машинобудування* – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. – №1. – С. 57-79. 6. *Ткачук Н. А.* Чувствительность прочностных и жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / *Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, А. В. Ткачук, А. В. Грабовский* // *Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць.* Випуск 137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – 2013. – С.187-191. 7. *Танченко А. Ю.* Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения / *А. Ю. Танченко* // *Вісник НТУ «ХПІ».* Зб. наук. праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – №23 (996). – С. 138-145. 8. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 542 с. 9. *Бабаков И. М.* Теория колебаний / *И. М. Бабаков.* – М.: Дрофа. – 2004. – 591 с. 10. *Карманов В. Г.* Математическое программирование / *В. Г. Карманов.* — М.: Наука, 1975. – 272 с. 11. *Химмельблау Д.* Прикладное нелинейное программирование / *Д. Химмельблау* – М.: Мир, 1975. – 534с. 12. *Сea Ж.* Оптимизация. Теория и алгоритмы – М.: Мир. – 1973. – 244.

Bibliography (transliterated): 1. *Zenkevich O.* Metod konechnykh jelementov v tehnikе / *O. Zenkevich.* – М.: Mir, 1975. – 541 s. 2. *Brul S. T.* Modelirovanie fiziko-mehanicheskikh processov v korpusah legkobronirovannykh mashin: podhody, modeli, jeffekty / *S. T. Brul, N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasilev, I. N. Karapejchik* // *Mehanika ta mashinobuduvannja.* – 2011. – №1. – S. 66–73. 3. *Karapejchik I. N.* Rasshirennaja raschetno-jeksperimentalnaja identifikacija parametrov chislennykh modelej korpusnykh jelementov transportnykh sredstv specialnogo naznachenija / *I. N. Karapejchik, A. V. Litvinenko, S. T. Brul, N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasilev* // *Visnik NTU «HPI».* Zb. nauk. prac. Tem.vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Harkiv : NTU «HPI», 2012. – № 22. – S. 69-77. 4. *Tkachuk N. A.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnykh sistem kak osnova postroenija specializirovannykh raschetnykh shem / *N. A. Tkachuk, Ju. V. Veretelnik, Ju. Ja. Mirgorodskij, E. V. Peleshko* // *Mehanika ta mashinobuduvannja.* – Harkiv: NTU „HPI”, 2004.– № 2, t. 2. – S.79-84. 5. *Tkachuk N. A.* Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija / *N. A. Tkachuk, G. D. Gricenko, A. D. Chepurnoj, E. A. Orlov, N. N. Tkachuk* // *Mehanika ta mashinobuduvannja* – Harkiv: NTU «HPI». – 2006. – №1. – S. 57-79. 6. *Tkachuk N. A.* Chuvstvitelnost prochnostnykh i zhestkostnykh harakteristik tonkostennykh jelementov mashinostroitelnykh konstrukcij k neravnomernomu izmeneniju tolshhiny / *N. A. Tkachuk, A. V. Litvinenko, A. V. Tkachuk, A. V. Grabovskij* // *Visnik SevNTU. Zbirnik naukovih prac. Vipusk 137/2013. Serija: Mehanika, energetika, ekologija.* – 2013. – S.187-191. 7. *Tanchenko A. Ju.* Vlijanie tolshhiny panelej na spektr sobstvennykh chastot kolebanij korpusov transportnykh sredstv specialnogo naznachenija / *A. Ju. Tanchenko* // *Visnik NTU «HPI».* Zb. nauk. prac. Serija: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Harkiv : NTU «HPI», 2013. – №23 (996). – S. 138-145. 8. *Vasidzu K.* Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti: Per. s angl. – М.: Mir, 1987. – 542 s. 9. *Babakov I. M.* Teorija kolebanij / *I. M. Babakov.* – М.: Дрофа. – 2004. – 591 s. 10. *Karmanov V. G.* Matematicheskoe programmirovanie / *V. G. Karmanov.* — М.: Nauka, 1975. – 272 s. 11. *Himmelblau D.* Prikladnoe nelinejnoe programmirovanie / *D. Himmelblau* – М.: Mir, 1975. – 534s. 12. *Sea Zh.* Optimizacija. Teorija i algoritmy – М.: Mir. – 1973. – 244.

Надійшла (received) 01.04.2014

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.43.068.4

О. М. КОНДРАТЕНКО, пров. інж. ІПМаш НАН України, Харків;
О. П. СТРОКОВ, д-р техн. наук, проф. ІПМаш НАН України, Харків;
С. О. ВАМБОЛЬ, д-р техн. наук, доц. НУЦЗУ, Харків

ОЦІНКА ВПЛИВУ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ФТЧ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДИЗЕЛЯ

Проведено стендові випробування автотракторного дизеля 2410,5/12, випускна система якого оснащена фільтром твердих частинок, розробленим у відділі поршневих енергоустановок Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. Отримано витратні характеристики ФТЧ дизеля шляхом прямих вимірювань. При аналізі результатів випробувань до них застосовано стандартизований підхід, що міститься у нормах токсичності ВГ автотранспортних засобів Європейської Співки, які чинні і на території України та Російської Федерації. Також застосовано розроблену методику оцінки впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля на базі положень Теорії ДВЗ.

Ключові слова: екологічна безпека, фільтр твердих частинок, двигуни внутрішнього згоряння, норми токсичності, гідравлічний опір, паливна економічність.

Вступ. Екологічні показники поршневих ДВЗ взагалі, і дизелів зокрема, чинять значний вплив на показники екологічної безпеки життєдіяльності людини у світі та нашій країні. Це підтверджується тим, що у переліку основних задач, які комплексно вирішують спеціалісти у двигунобудівній галузі – поліпшення паливної економічності, екологічності, технологічності та надійності ДВЗ, а також специфічні (форсування і дефорсування, конверсія, багатопаливність, застосування альтернативних видів палива та ін.) – лише показники екологічності законодавчо закріплено, а рівень інших показників ДВЗ формується лише конкурентною боротьбою їх виробників.

Аналіз літератури. У країнах Європейської Співки для дизелів наразі діють норми Правил ЄЕК ООН № 49 (для легкових автотранспортних засобів (АТЗ)) і № 96 (для тракторів і спеціальної техніки) [1, 2] рівня EURO V. На території України діють норми рівня EURO III. У цих документах містяться не лише граничні значення середньоексплуатаційних викидів нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів, але і методики проведення стендових випробувань й аналізу отриманих результатів, перелік режимів, на яких ці випробування мають проводитись (13 – для Правил № 49 і 8 – для Правил № 96), що разом утворюють випробувальний цикл, який є моделлю експлуатації даного типу АТЗ. Такі цикли є стаціонарними, тобто вони не враховують роботу дизеля на перехідних режимах.

Проте, на другому місці за значенням з показників роботи дизелів, як і ДВЗ будь-яких інших типів, є паливна економічність. Будь-який пристрій сис-

теми зниження токсичності ВГ, що працює за рахунок їх фільтрації та/чи нейтралізації, є частиною випускної системи двигуна і характеризується гідравлічним опором (ГО). Величина такого опору, по-перше, значна у порівнянні з ГО інших складових випускної системи [3], а по-друге, змінюється впродовж експлуатації у широких межах, що спричинене накопиченням твердих частинок (ТЧ) у фільтрі твердих частинок (ФТЧ), як неодмінної складової систем зниження токсичності, та засмічення ними інших елементів такої системи.

Мета дослідження. Розробити методику оцінки впливу ГО ФТЧ на паливну економічність дизеля з використанням експериментальних даних, що базується на положеннях Теорії ДВЗ. Задачею даного дослідження є проведення такої оцінки для випадку дизеля 2Ч10,5/12 та ФТЧ, розробленого у відділі поршневих енергоустановок (ПЕУ) Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України (ІПМаш НАНУ).

Матеріал дослідження. У відділі ПЕУ ІПМаш НАНУ розроблено фільтруючий елемент ФТЧ дизеля модульної конструкції [4]. Лабораторія відділу містить моторний випробувальний стенд (МВС) [5] зі встановленим на нього автотракторним двоциліндровим чотиритактним двоклапанним дизелем повітряного охолодження 2Ч10,5/12 (Д21А1) з нерозділеною камерою згоряння у поршні та одноплунжерним ПНВТ розподільного типу та всережимним механічним регулятором, з робочим об'ємом 2,0 дм³ та номінальною потужністю 21,3 кВт, виробництва Володимирського тракторного заводу [6]. Випускну систему стенду обладнано конструктивними елементами для установки різних зразків ФТЧ (макетоутримуюча вставка (МВ)) та системою відбору проб ВГ на токсичність. При випробуваннях проводяться прямі та непрямі вимірювання режимних параметрів дизеля (частота обертання колінчастого валу (к.в.) $n_{кв}$, крутного моменту $M_{кр}$, масових витрат повітря $G_{пов}$, палива $G_{пал}$ і ВГ $G_{ВГ}$, температури моторного мастила t_m і ВГ на виході з випускного колектора), параметрів навколишнього середовища (температура t_0 і барометричний тиск B_0), термодинамічних параметрів ВГ (температура на вході та виході з МВ $t_{вх}$ і $t_{вих}$ та перепади статичного тиску на МВ і всій випускній системі стенду $\Delta P_{МВ}$ і $\Delta P_{вип}$) а також об'ємні концентрації нормованих шкідливих речовин у ВГ (монооксиду вуглецю C_{CO} , %, незгорілих вуглеводнів палива і мастила C_{CHx} , млн⁻¹, оксидів азоту C_{NOx} , млн⁻¹ – газоаналізатор п'ятикомпонентний АВТОТЕСТ-02.03.П) і димності ВГ (коефіцієнт ослаблення світлового потоку N_D , % чи коефіцієнт поглинання світлового потоку K_D , м⁻¹ – димомір ІНФРАКАР-Д).

МВ з діючим макетним зразком розробленого ФТЧ розміщувалась на раціональній відстані від випускного колектора за довжиною випускного тракту МВС $L_{вип} = 5$ м, що досягнуто за допомогою подовження тракту набором гнучких жаростійких газопроводів. МВ розміщувалось у вертикальному положенні задля досягнення ущільнення насипки з природного цеоліту у сітчастих касетах фільтруючого елемента розробленого ФТЧ [4, 5]. Випускна система МВС містить систему відбору проб ВГ на токсичність і димність, схему якої наведено на рис. 1, а опис – у [3, 4].

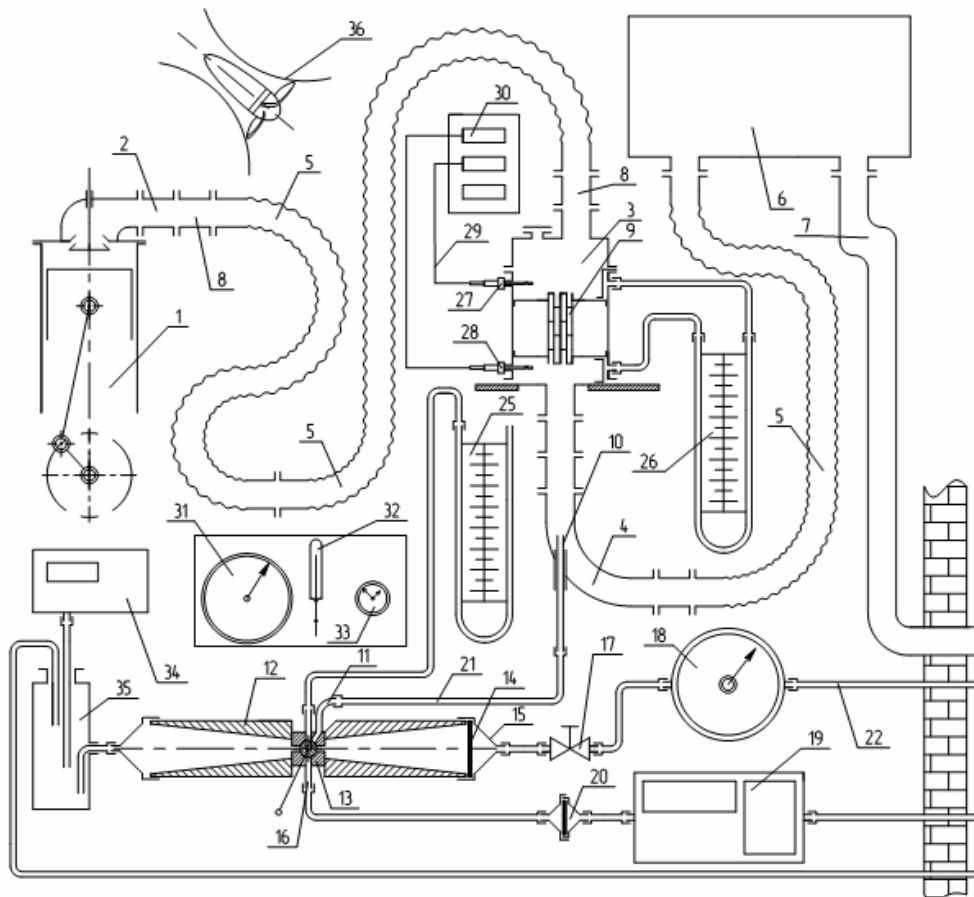


Рис. 1. – Схема системи відбору проб ВГ на токсичність і димність МВС:

1, 2 – дизель 2Ч10,5/12 і його випускний колектор; 3, 9 – макетоутримуюча вставка і макет ФТЧ; 4, 5, 6, 7, 8 – кутовий і гнучкі газопроводи, глушник шуму, газовивідна труба і перехідники відповідно; 10, 21, 22, 23, 24 – пробовідбірний зонд і його зєднувальний газопровід, вивідні газопроводи; 11, 12, 13, 14, 15, 16 – відповідно вхідний штуцер, конус, чотирьохходовий кран, змінний тefлоновий фільтр, ковпак та вихідний штуцер алонжа; 17 – регулюючий кран і вивідні трубопроводи; 18 – витратомір газу ГСБ-400; 19, 20 – п'ятикомпонентний газоаналізатор Автотест-02.03П і його захисний фільтр з тримачем; 25, 26 – дифманометри ДМ; 27, 28, 29 – датчики термометричні ТХА і їх дрти; 30 – прилади ОВЕН ТРМ 200; 31 – барометр-анероїд БАММ-1М; 32 – термометр ртутний ТЛ-4; 33 – секундомір СОСпр-26-2; 34 – димомір ІНФРАКАР-Д, 35 – вимірювальний ресивер (6,36 дм³); 36 – повітродувка.

Під час проведення моторних випробувань дизеля 2Ч10,5/12 з діючим макетним зразком ФТЧ у МВ зафіксовані зміни у вимірних значеннях годинних масових витрат палива, що перевищують нормативну точність їх вимірювання – 0,5 % [7, 8], що лише у 2 – 3 рази перевищують цю точність, тобто приймали значення 1,0 – 1,5 % для різних режимів роботи дизеля. Такого значення, вочевидь, недостатньо для достовірної оцінки впливу ГО ФТЧ на паливну економічність дизеля, оскільки неможливо їх відділити від можливої методологічної похибки проведення експерименту. Тому для оцінки такого впливу слід звернутися до положень Теорії ДВЗ [9].

Перелік режимів та параметрів дизеля, що їм відповідають, подано у табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри режимів випробувальних циклів та їх значення для дизеля 2Ч10,5/12 [1, 2]

№ реж.	$n_{кв2}$ хв ⁻¹		$M_{кp2}$ Н·м		WF
	позн.	знач.	% M_H	знач.	
13-ти режимний цикл					
1	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
2	$M_{крmax}$	1200	2	2,2	0,08
3	$M_{крmax}$	1200	25	27,5	0,08
4	$M_{крmax}$	1200	50	55	0,08
5	$M_{крmax}$	1200	75	82,5	0,08
6	$M_{крmax}$	1200	100	110	0,25
7	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
8	ном.	1800	100	95	0,10
9	ном.	1800	75	71,3	0,02
10	ном.	1800	50	47,5	0,02
11	ном.	1800	25	23,8	0,02
12	ном.	1800	2	1,9	0,02
13	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
8-ми режимний цикл					
1	ном.	1800	100	95	0,15
2	ном.	1800	75	71	0,15
3	ном.	1800	50	57,5	0,15
4	ном.	1800	10	9,5	0,10
5	пром.	1200	100	110	0,10
6	пром.	1200	75	82,5	0,10
7	пром.	1200	50	55	0,10
8	х.х.-min	800	—	0	0,15

Робота дизеля на МВС на деяких режимах (з нульовою чи близькою до неї ефективною потужністю – режими №№ 2 і 12 у 13-режимному циклі) взагалі, та на всіх інших з достатньою точністю додержання режимних параметрів неможлива через відсутність електронного керування дизелем і стендом. Також для цих режимів характерне потрапляння значень досліджуваних параметрів роботи дизеля і ФТЧ у зони нижніх меж діапазонів вимірювання засобів вимірювальної техніки МВС, через що можливим стає вихід похибки прямих вимірювань цих величин за нормативно встановлені межі [7, 8]. Тому випробування проводились шляхом зняття наступних характеристик:

– зовнішньої швидкісної (з максимальними навантаженням і паливоподачею у діапазоні $n_{кв}$ 900 – 1800 хв⁻¹);

– навантажувальної за $n_{кв}$ режиму максимального крутного моменту (для дизеля 2Ч10,5/12 це 1200 хв⁻¹);

– навантажувальної за $n_{кв}$ режиму номінальної потужності (для дизеля 2Ч10,5/12 це 1800 хв⁻¹);

– характеристики холостого ходу (х.х) (з нульовою ефективною потужністю у діапазоні $n_{кв}$ 800 – 1800 хв⁻¹).

Отримані значення параметрів за цими характеристиками описано поліномами 2 – 4 ступеня методом лінійної регресії [10]. Параметри режимів у табл. 1 отримано з аналізу поліномів.

Оцінку буде проведено за наступного припущення: наявність ФТЧ у складі випускної системи МВС чинить вплив на ефективні показники дизеля лише за рахунок збільшення середнього тиску ВГ на випуску за незмінної ефективною потужності. Тобто, компенсація цього впливу відбувається за рахунок збільшення індикаторної потужності дизеля та, отже, часових масових

витрат палива дизелем, що досягається шляхом зменшення механічного (для усіх режимів його роботи), а з ним і ефективного (для режимів з ненульовою потужністю), ККД дизеля. Впливом додаткового ГО на випуску на коефіцієнти залишкових газів і наповнення та, отже, погіршенням процесів сумішоутворення і згоряння нехтуємо.

Середньоексплуатаційні питомі масові ефективні витрати палива дизелем Д21А1 для 13-ти та 8-режимних стандартизованих випробувальних циклів [1, 2] розраховуються за наступною формулою, кг/(кВт·год):

$$\bar{g}_e = \bar{B}_q / \bar{N}_e, \quad (1)$$

де \bar{B}_q і \bar{N}_e – середні за цикл випробувань масові годинні витрати палива і ефективна потужність дизеля, кг/год і кВт;

$$\bar{B}_q = \sum_{i=1}^n \bar{B}_{qi} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot B_{qi} = \sum_{i=1}^{n-m} WF_i \cdot g_{ei} \cdot N_{ei} + \sum_{i=n+1}^m WF_i \cdot B_{qi}; \quad (2)$$

$$\bar{N}_e = \sum_{i=1}^n \bar{N}_{ei} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot N_{ei}, \quad (3)$$

де i – даним індексом позначено величини, що визначені для певного режиму роботи дизеля;

WF_i – ваговий фактор;

g_{ei} – питомі масові ефективні витрати палива дизелем, кг/(кВт·год);

N_{ei} – ефективна потужність дизеля, кВт;

B_{qi} – часові масові витрати палива дизелем, кг/год;

n і m – кількість режимів з ненульовою N_e і режимів х.х. у циклі.

$$N_{ei} = M_{kpi} \cdot n_{kvi} / 9550. \quad (4)$$

На i -му режимі роботи дизеля з ненульовою ефективною потужністю процент збільшення годинних масових витрат палива дизелем дорівнює проценту збільшення питомих масових ефективних витрат палива і визначається за формулою, %:

$$\%B_{qi} = \frac{\Delta B_{qi}}{B_{qi_ДВЗ}} = \frac{|B_{qi_ДВЗ} - B_{qi_ФТЧ}|}{B_{qi_ДВЗ}} \cdot 100 = \frac{|g_{ei_ДВЗ} - g_{ei_ФТЧ}|}{g_{ei_ДВЗ}} \cdot 100 = \%g_{ei}, \quad (5)$$

де $ДВЗ$ і $ФТЧ$ – дані індекси відносяться до випадків відсутності та наявності ФТЧ у випускній системі МВС.

$$g_{ei_ДВЗ} = B_{qi} / (N_{ei} \cdot 1000), \quad (6)$$

$$g_{ei_ФТЧ} = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_{ei_ДВЗ} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{mi_ДВЗ} - \eta_{mi_ФТЧ}}{\eta_{ei_ДВЗ}}\right)}, \quad (7)$$

де Q_H – нижча теплота згоряння дизельного палива, $Q_H = 42,5$ МДж/кг;
 η_{ei} і η_{mi} – відповідно ефективний і механічний ККД дизеля.

$$\eta_{ei_ДВЗ} = 3,6 \cdot N_{ei} / (Q_H \cdot B_{ci}), \quad (8)$$

$$\eta_{mi_ДВЗ} = \left(1 + \Delta P_{mni_ДВЗ} / P_{ei_ДВЗ}\right)^{-1}, \quad (9)$$

$$\eta_{mi_ФТЧ} = \left(1 + \Delta P_{mni_ФТЧ} / P_{ei_ФТЧ}\right)^{-1}, \quad (10)$$

де P_{mni} і P_{ei} – відповідно середній тиск механічних втрат і середній ефективний тиск дизеля, Па.

Виходячи з викладеного вище припущення, маємо $P_{ei_ДВЗ} = P_{ei_ФТЧ}$.

$$P_{ei} = \frac{N_{ei} \cdot \tau_{\partial} \cdot 60 \cdot 10^3}{z \cdot V_h \cdot n} = \frac{M_{кри} \cdot \tau_{\partial} \cdot 6 \cdot 10^4}{9550 \cdot z \cdot V_h}, \quad (11)$$

де z і τ_{∂} – відповідно кількість циліндрів і тактність дизеля;

V_h – робочий об'єм циліндра дизеля, м³.

Для дизеля 2Ч10,5/12 $z = 2$ шт., $V_h = 2,076 \cdot 10^{-3}$ м³, $\tau = 4$ такти/цикл.

$$P_{mni_ДВЗ} = (a + b \cdot n_{kvi} / n_{kvb}) + (\Delta P_{вп.суст.i} + \Delta P_{вп.суст.i} + \Delta P_{вп.кл.i} + \Delta P_{вп.кл.i}), \quad (12)$$

$$P_{mni_ФТЧ} = P_{mni_ФТЧ} + \Delta P_{ФТЧ.i}, \quad (13)$$

де a , b і n_{kvb} – відповідно коефіцієнти механічних втрат і базова частота обертання к.в. дизеля, Па, Па і хв⁻¹;

$\Delta P_{вп.суст.i}$, $\Delta P_{вп.суст.i}$, $\Delta P_{вп.кл.i}$, $\Delta P_{вп.кл.i}$ і $\Delta P_{ФТЧ.i}$ – відповідно ГО впускної і випускної системи, впускних і випускних клапанів та ФТЧ, Па.

Для дизеля 2Ч10,5/12 $a = 0,4 \cdot 10^5$ Па, $b = 1,3 \cdot 10^5$ Па, $n_{kvb} = 2000$ хв⁻¹ [11].

Дизель 2Ч10,5/12 характеризується відношенням площ випускного і впускного клапанів, рівним 0,75, відношенням площ впускного клапану і поршня, рівним 0,176, і максимальною середньою швидкістю поршня, рівною 7,2 м/с (на номінальному режимі роботи) [6]. Тому для нього: $\Delta P_{вп.кл.i} = \Delta P_{вп.кл.i} = 0,2 \times 10^5$ Па, $\Delta P_{вп.суст.i} = 2 \cdot 10^3$ Па, $\Delta P_{вп.суст.i} = 3,5 \cdot 10^3$ Па [11], а також за експериментальними даними максимальне значення $\Delta P_{ФТЧ.i}$ становить $5 \cdot 10^3$ Па [4, 5].

Припускаємо, що усі ці складові ГО впускної та випускної систем дизеля, що разом формують насосні втрати, мають однаковий характер залежності від

режимних параметрів дизеля, подібний до характеру залежності $\Delta P_{\Phi TЧ.i} = f(n_{кв})$.

Як виявлено у ході експериментального визначення робочих характеристик діючого макетного зразка ФТЧ на МВС, тобто у реальних умовах експлуатації, його ГО $\Delta P_{\Phi TЧ.i}$ є функцією потоку ВГ (питомих масових витрат, віднесених до площі на вході у модуль ФЕ) $g_{m_BГ}$, що виражається наступною залежністю [12], Па:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Phi TЧ} &= (g_{m_BГ}, z_m, S_{вх}) \cdot k_0 \cdot k_L(L_{вун}) \cdot k_t(t_{\Phi TЧ_{вх}}) \cdot k_\tau(\tau, N_{ei}, WF_i) = \\ &= \Delta P_{\Phi TЧ}(n_{кв}, z_m, S_{вх}) \cdot k_0 \cdot k_L(L_{вун}) \cdot k_t(M_{кр}) \cdot k_\tau(\tau_{M\max}, N_{ei}, WF_i). \end{aligned} \quad (14)$$

де z_m – кількість модулів у ФЕ, шт.;

$S_{вх}$ – площа вхідного отвору модуля ФЕ, м²;

k_0, k_L, k_t, k_τ – відповідно настрою вальний, компонувальний, температурний і часовий коефіцієнти;

$\tau_{M\max}$ – час роботи дизеля на режимі максимального крутного моменту дизеля, год.

Для $z_m = 1, S_{вх} = 55 \text{ мм}^2, B_0 = 95 \text{ кПа}, t_{BГ} = 15 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}, g_m = 10 \dots 110 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$:

$$\Delta P_{\Phi TЧ} = 0,122 \cdot g_{m_BГ}^3 - 1,964 \cdot g_{m_BГ}^2 + 173,7 \cdot g_{m_BГ}. \quad (15)$$

Для режимів зовнішньої швидкісної характеристики значення коефіцієнтів k_0, k_L і k_τ , вочевидь, є незмінним. Зміною крутного моменту $M_{кр}$ з режимами за цієї характеристики і, відповідно, значень коефіцієнта k_t , нехтуємо.

Тоді величини $\Delta P_{вн.суст.i}, \Delta P_{вун.суст.i}, \Delta P_{вн.кл.i}$ будуть пропорційними величині $\Delta P_{\Phi TЧ.i}$ з коефіцієнтами пропорційності $k_{вн.суст.i} = 0,4, k_{вун.суст.i} = 0,7$ і $k_{вн.кл.i} = 4,0$ відповідно і формули (12) та (13) набувають наступного виду:

$$\begin{aligned} P_{mni_ДВЗ} &= (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + (k_{вн.суст.i} + k_{вун.суст.i} + 2 \cdot k_{вн.кл.i}) \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_BГ}) = \\ &= (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + 9,1 \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_BГ}); \end{aligned} \quad (16)$$

$$P_{mni_ФТЧ} = \Delta P_{mni_ФТЧ} + \Delta P_{\Phi TЧi}(g_{m_BГ}) = (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + 10,1 \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_BГ}). \quad (17)$$

Для режимів х.х., на яких ефективні потужність і ККД дизеля рівні нулю, питомі масові ефективні витрати палива дизелем прямує до безкінечності, а індикаторна потужність дорівнює потужності механічних втрат, процент збільшення часових масових витрат палива дорівнює проценту збільшення потужності механічних втрат, тобто визначається за формулою, %:

$$\%B_{чi} = \frac{\Delta B_{чi}}{B_{чi_ДВЗ}} = \frac{|B_{чi_ДВЗ} - B_{чi_ФТЧ}|}{B_{чi_ДВЗ}} \cdot 100 = \frac{|N_{mni_ДВЗ} - N_{mni_ФТЧ}|}{N_{mni_ДВЗ}} \cdot 100 = \%N_{mni}, \quad (18)$$

де N_{MPI} – потужність механічних втрат, кВт:

$$N_{MPI} = \frac{P_{mpi} \cdot z \cdot V_h \cdot n_{kvi}}{\tau \cdot 60 \cdot 10^3} \quad (19)$$

Тоді формула (18) приймає вид:

$$\%B_{qi} = \%N_{mpi} = \frac{|P_{mpi_ДВЗ} - P_{mpi_ФТЧ}|}{P_{mpi_ДВЗ}} \cdot 100 = \%P_{mpi} \quad (20)$$

Результати дослідження. Результати оцінки – графіки розподілу годинних масових витрат палива дизелем 2Ч10,5/12 зі встановленим у його випускній системі діючим макетом ФТЧ та без нього по режимах випробувальних циклів – подано на рис. 2.

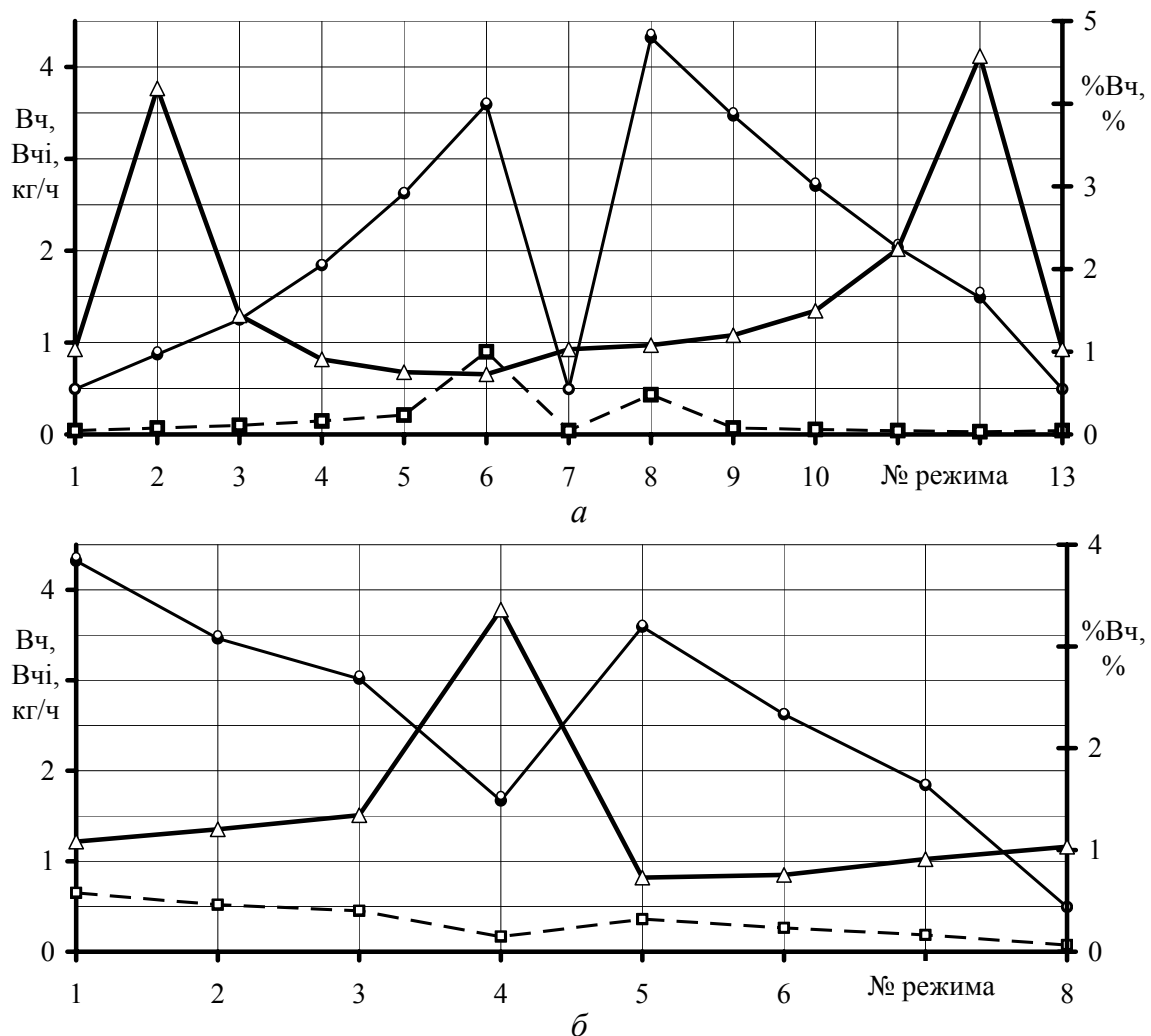


Рис. 2 – Годинні масові витрати палива дизелем 2Ч10,5/12 при випробуваннях:
 а – за 13-ти режимним циклом; б – за 8-ми режимним циклом: Δ – $\% B_q$. Без ФТЧ; \blacksquare – B_q ;
 \bullet – B_{qi} . З ФТЧ; \square – B_q ; \circ – B_{qi} .

Висновки. Таким чином, дизель 2Ч10,5/12, встановлений на МВС відділу ПЕУ ІПМаш НАН України, характеризується середньоексплуатаційними масовими питомими ефективними витратами палива, які визначено розрахунково для 13-ти режимного випробувального циклу, що дорівнює 291,1 г/(кВт·год). Встановлення у його випускній системі діючого макетного зразка ФТЧ, який ще не заповнено ТЧ, має призвести до збільшення цього показника до 294,3 г/(кВт·год), тобто на 1,09 %. Для 8-ми режимного циклу цей показник підвищується з 277,6 до 280,9 г/(кВт·год), тобто на 1,20 %. Ці значення знаходяться у межах 1,5 – 2,0 величин похибки одноразового непрямого вимірювання цього параметра на МВС.

У випадку наявності у випускній системі дизеля ФТЧ, який вже повністю заповнено ТЧ (тобто безпосередньо перед початком процесу регенерації I роду), можна очікувати, що гідравлічний опір ФТЧ відповідатиме значенню, який відповідає рекомендованому значенню протитиску ВГ у випускній системі для сучасних транспортних дизелів – 25 кПа, та такого, що містить у зв'язку з цим 20 – 25 г ТЧ на 1 дм³ об'єму ФЭ. При цьому середньоексплуатаційні масові питомі ефективні витрати палива дизелем зростають з 291,1 до 302,8 г/(кВт·год), тобто на 4,02 %, для 13-режимного циклу та з 277,6 до 289,7 г/(кВт·год), тобто на 4,35 %, для 8-режимного.

Значення цього параметру для всього міжрегенераційного періоду часу роботи дизеля можна прийняти як середнє між двома вищеописаними випадками, тобто на 2,56 – 2,78 % (з 277 – 282 до 285 – 299 г/(кВт·год)).

Дані, що отримані експериментально та достовірність чисельних значень яких викликала обґрунтовані сумніви, підтверджено теоретичними розрахунками за розробленою методикою. Припущення, які використано у методиці, як видно з порівняння цих даних, практично чинять несуттєвий вплив на результати розрахунку.

Список літератури: 1. Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. 2. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. 3. *Строков А. П.* Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2 / *А. П. Строков, А. Н. Кондратенко* // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний збірник : Транспортне машинобудування. Харків : НТУ "ХПІ". – 2012. – №19. – С. 121 – 128. 4. *Кондратенко А. Н.* Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 1 / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, Н. М. Карасиченко* // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. – № 1. – С. 88– 92. 5. *Кондратенко А. Н.* Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 2 / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, С. П. Хожанинов* //

Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. – № 2. – С. 92–97. **6.** Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В. В. Эфрос [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976. – 277 с. **7.** ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М. : Издательство стандартов, 1988. – 78 с. **8.** ГОСТ 14846-87. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 42 с. **9.** Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; за ред. А. П. Марченко та А. Ф. Шеховцова. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с. **10.** Эберт К. Компьютеры. Применение в химии : Пер. с нем. / К. Эберт, Х. Эдерер. – М. : Мир, 1988. – 416 с. **11.** Дьяченко В. Г. (сост.) Методические указания к курсовой работе : Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания // Харьков : изд. ХНАДУ, 2001. – 34 с. **12.** Кондратенко О. М. Зниження викиду твердих частинок транспортних дизелів, що перебувають в експлуатації : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. М. Кондратенко. – Харків, 2013. – 20 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. **2.** Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. **3.** Strokov A. P. Experimental determination of the hydraulic resistance of layout of the module of the particle matter filter for highspeed diesel engine. Part 2 / A. P. Strokov, A. N. Kondratenko // Herald of the National technical university "KhPI." Collection of scientific works. Thematic collection : transport machine-building. Kharkiv : NTU "KhPI." – 2012. – № 19. – P. 121 – 128. **4.** Kondratenko A. N. Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 1 / A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, N. M. Karasichenko // Internal combustion engines. – № 1. – 2013. – P. 88 – 92. **5.** Kondratenko A. N. Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 2 / A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, S. P. Khozhainov // Internal combustion engines. – № 2. – 2013. – P. 92 – 97. **6.** Air-cooled diesel engines of Vladimir Tractor Plant / V.V. Efros [et al.] – М. : Mechanical Engineering, 1976. – 277 p. **7.** GOST 18509-88. Diesels of tractors and combines. Methods of bench tests. – М. : Publishing house of standards, 1988. – 78 p. **8.** GOST 14846-87. Automotive engines. Methods of bench tests. – М. : Publishing house of standards, 1987. – 42 p. **9.** Marchenko A. P. Internal combustion engines : a series of textbooks in 6 volumes. V.1. Development of designs of forced engines of land transport vehicles / A. P. Marchenko, M. K. Ryazantsev, A. F. Shekhovtsov, edited by A. P. Marchenko and A. F. Shekhovtsov. – Kharkov : Prapor, 2004. – 384 p. **10.** Ebert K. Computers. Application in Chemistry : Tranl. from the Germ. / K. Ebert, H. Ederer. – М : World, 1988. – 416 p. **11.** Dyachenko V. G. (totaled) Guidelines for course work : Calculation of the working processes in internal combustion engines // Kharkov : Publ. house of KhNADU, 2001. – 34 p. **12.** Kondratenko O. M. Reduction of emissions of the particulate matter of vehicle diesel engines under operating conditions : Thesis for a candidate's degree by speciality 05.05.03 – “Engines and Energy Plants” / O. M. Kondratenko. – Kharkiv, 2013. – 20 p.

Надійшла (received) 29.03.2014

А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф. НТУ«ХП»;

І. М. КАРЯГІН, наук. співр. НТУ«ХП»;

В. В. ПИЛЬОВ, асп. НТУ«ХП»

ЗНОС ПАЛИВНИХ СТРУМЕНІВ В ОБЄМІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ТАНГЕНЦІЙНИМ ВИХОРЕМ РОБОЧОГО ТІЛА ЗГІДНО УДОСКОНАЛЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

В статті запропоновано удосконалення опису зносу паливних струменів тангенційним вихором робочого тіла в об'ємі камері згоряння дизеля у відомій моделі робочого процесу проф. М. Ф. Розлейцева. Воно дозволяє уточнити точки та кути контакту струменів зі стінкою камери згоряння, час їх розвитку, частину палива, що потрапила на стінку. Удосконалення полягає у врахуванні деформованості траєкторій вершин струменів та відносності швидкості робочого тіла до їх руху. Приведені результати моделювання зносу паливних струменів для дизеля 4ЧН12/14. Продемонстровано відмінність траєкторій струменів у нерухомій та пов'язаній із поршнем системах координат. Здійснено вимірювання слідів, утворених струменями на поверхні камери згоряння поршня. Виконано порівняння розрахункових та експериментальних даних.

Ключові слова: дизель, моделювання робочого процесу, вихор робочого тіла, деформація траєкторії паливного струменя, точка контакту струменю зі стінкою, перевірка моделі

Постановка проблеми. Відомо, що динаміка паливних струменів, на ряду з іншими факторами, оказує вплив на якість робочого процесу та економічність дизеля [1, с. 108-122; 2; 3, с. 49-52; 4]. Розвиток струменів в значній мірі залежить від наявності та інтенсивності вихоревого руху повітряного заряду в циліндрі. Він впливає на співвідношення частин поданого палива, що випаровуються в об'ємі камери згоряння та з її стінки [2; 3, с. 70-82], а також на швидкість турбулентної дифузії кисню в зони сумішоутворення [5, с. 113; 6] і, через це, на швидкість згоряння. Від зносу вихором кожного паливного струменя залежить момент появи, розвиток та форма паливної плівки, утвореної ним на стінці камери згоряння [1, с. 121-122; 2; 3, с. 64-67]. Тому у разі наявності ефекту її частково-динамічної теплоізоляції від вихоря залежить високочастотний нестационарний температурний стан поверхні деталей. Треба відзначити, що більш точне визначення траєкторій паливних струменів також необхідне при оптимізації форми як традиційної, так і оснащеної турбулізаторами повітря, камери згоряння [7].

Аналіз публікацій. У сучасних варіантах моделі робочого процесу проф. М. Ф. Розлейцева опис впливу вихоря базується на законах взаємодії потоку з краплею палива [8] і здійснюється у практично однаковий спосіб [3, с. 57; 7; 9, с. 29-30; 10]. Враховується лише тангенційна складова швидкості руху повітряного заряду, що розглядається згідно законів властивих твердому тілу. За силу, яка діє на кожну краплину палива усередненої маси, приймається гідродинамічний опір руху цієї краплини зі швидкістю, яка є горизонтальною складовою швидкості тангенційного вихоря, перпендикулярною осі

розпилюючого отвору.

З урахуванням сучасних можливостей щодо моделювання процесів і необхідністю аналізу нових явищ в циліндрі дизеля, наприклад ефекту частково-динамічної теплоізоляції камери згоряння, модель проф. М. Ф. Розлейцева потребує подальшого розвитку.

Модель зносу паливних струменів вихором, зокрема, повинна враховувати наступне: вплив на струмінь з боку повітря в дійсності відбувається зі швидкістю відносною до руху факелу; при деформації траєкторій струменів значення цієї швидкості відрізняються від визначених на осі розпилюючого отвору; повний лобовий супротив нелінійно залежить від швидкості руху краплі, тому його проекції на окремі напрямки не можуть визначатись як функції відповідних проекцій швидкості. Додатково, обмеження розвитку струменя профілем стінки камери згоряння повинно здійснюється з урахуванням деформованості траєкторій та руху поршня, що виконується лише в [10].

Нами було запропоновано уточнений математичний опис явища, що враховує вказані особливості.

На цій основі **метою** роботи є перевірка запропонованої удосконаленої моделі зносу струменя вихором на відповідність її результатів експериментальним даним.

Матеріали дослідження. Моделювання було виконано для двигуна 4ЧН12/14 на номінальному режимі роботи ($N_e = 100$ кВт, $n = 2000$ хв⁻¹) згідно даних [11]. Напрямок обертання повітряного заряду прийнято проти годинникової стрілки при виді зверху, що відповідає першому та третьому циліндрам. Вихореve відношення

$$H = \omega_{\text{вихр}} / \omega_{\text{кв}}$$

при цьому задавалось незмінним і приблизно дорівнювало 3, де $\omega_{\text{вихр}}$, $\omega_{\text{кв}}$ – кутові швидкості обертання вихорю та колінчастого вала.

Проекції траєкторій вершин чотирьох паливних струменів на координатні площини приведено на рис. 1, 2. Тут використана система координат хуз, пов'язана з нерухомими деталями. За її початок обрано точку на перетині площини головки з віссю циліндра.

При цьому було отримано відмінний час розвитку для усіх паливних струменів. Різниця у досягненні стінки парами довгих та коротких струменів становить 3 і 4 гр. п.к.в.

Для визначення координат точок контакту струменів зі стінкою вони додатково розглянуті на рис. 3 в рухомій системі відліку, пов'язаній з поршнем. Її початок розташовано на осі поршня в площині його денця, вісь $z_{\text{п}}$ направлена аналогічно введеній раніше осі z . При цьому зручно замість декартових координат використати циліндричні, задавши полярний кут φ (див. рис. 1) чи пов'язану з ним лінійну окружну координату $\varphi \cdot d_{\text{кв}} / 2$, де $d_{\text{кв}} = 67$ мм – діаметр камери згоряння в поршні.

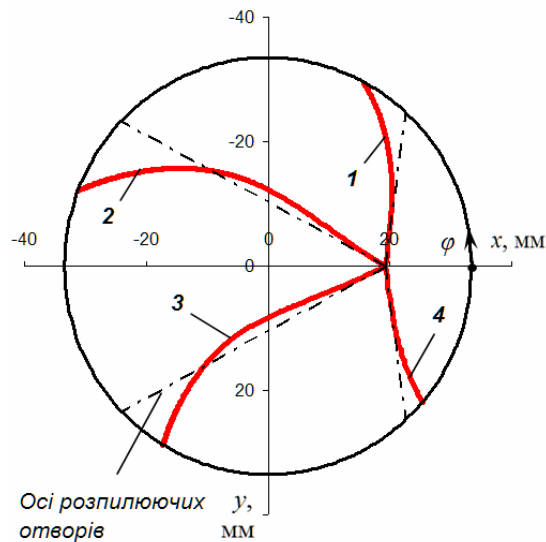


Рис. 1 – Траєкторії вершин паливних струменів 1-4 у горизонтальній площині

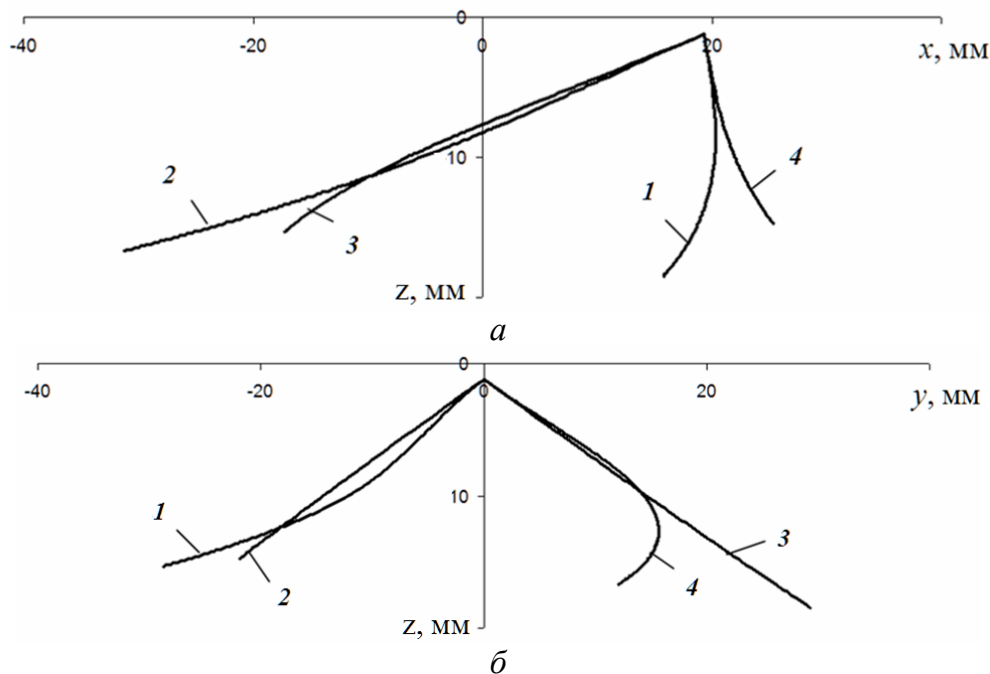


Рис. 2 – Траєкторії вершин паливних струменів у вертикальних площинах:
а – xz (що перетинає розпилювач); б – yz .

Порівняння з експериментом. Через зниження температури поршня під паливною плівкою, і особливо в зонах приходу струменів на стінку, на її поверхні виникає шар нагару, який утворює достатньо чіткі відпечатки. Координати реальних точок контакту струменів зі стінкою визначались вимірюванням цих слідів, подібно [7; 12]. Їх порівняння з розрахованими величинами проведено у табл. 1 та на рис. 4. При цьому, для полегшення аналізу значення кута φ у другому та четвертому циліндрах, вихор в яких обертається за годинниковою стрілкою, використані зі зворотнім знаком.

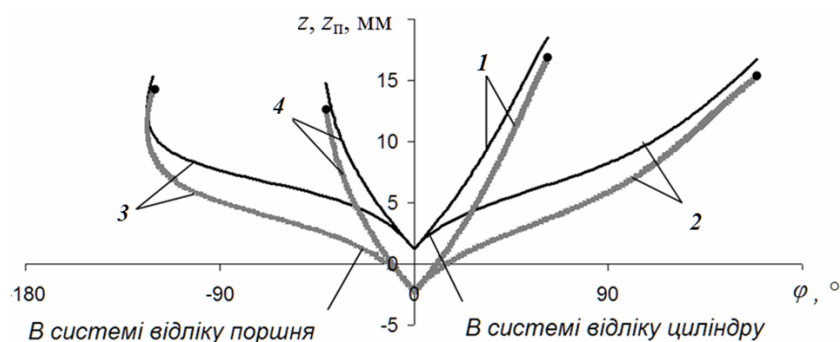


Рис. 3 – Траєкторії вершин паливних струменів відносно полярного кута

Таблиця 1 – Координати точок контакту струменів зі стінкою

	Експериментальні дані											Розрахунок			
	1-й циліндр				2-й циліндр				4-й циліндр						
Струмінь	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	1	2	3	4
$\varphi \cdot d_{\text{кц}}/2$	42,5	96,5	-63,4	-10	38	97	-64,5	-12,5	40	90	-72,5	36,2	92,9	-70,7	-23,9
$z_{\text{п}}$	9	10,2	9,5	10	14	12	11,5	15	8	9	10	16,8	15,3	14,1	12,6

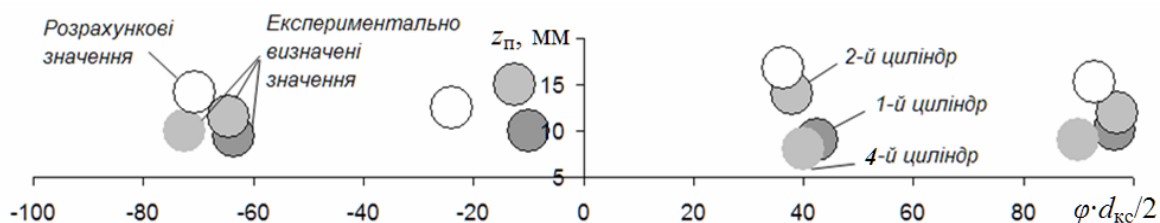


Рис. 4 – Порівняння розрахованих та вимірених точок контакту струменів зі стінкою

Максимальне відхилення розрахункового значення від експерименту в окружному напрямку спостерігається для третього струменя першого циліндра і становить 7 мм, у вертикальному напрямі – 9 мм для першого струменя четвертого циліндру. При цьому величина та напрямок відхилення результатів для різних струменів є суттєво подібними, що особливо чітко спостерігається для першого, другого і третього струменів першого та другого циліндрів. Розбіг значень вертикальних координат для різних струменів у кожному блоці даних не перевищує 4 мм.

Висновки. Порівнянням розрахункових та експериментальних точок контакту струменів зі стінкою підтверджено достатню точність запропонованого уточненого опису зносу паливних струменів вихором робочого тіла в моделі робочого процесу М. Ф. Розлейцева.

Подальший напрямок робіт пов'язаний із удосконаленням частини математичної моделі, що описує розвиток паливної плівки на стінці під дією вихорю, урахуванням його вертикальної складової та згасання, викликаного взаємодією зі стінкою.

Список літератури: 1. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А. Ф., Абрамчук Ф. И., Крутов В. И. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа», 1992. – 352 с. 2. Марченко А. П. Методика расчета движения и распределения топлива в камере сгорания дизелей со струйным смесеобразованием / Марченко А. П., Сукачев И. И., Гаврилов В. В. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №1. – С. 53-58. 3. Сукачов І. І. Поліпшення паливної економічності форсованих дизелів шляхом узгодження характеристик впрыскування палива та форми камери згоряння : дис. канд. техн. наук. : спец. 05.05.03 «Теплові двигуни» / Сукачов Іван Іванович. – Харків, 2005. – 233 с. 4. Подача и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др. – М. : Машиностроение, 1971. – 360 с. 5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д. Н., Иващенко Н. А., Ивин В. И. и др. ; под ред. А. С. Орлина. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с. 6. Чирков А. А. Проблемы управления турбулентностью при смесеобразовании и горении в дизелях / Чирков А. А. // Энергомашиностроение. – 1971. – №6. – С. 16-19. 7. Марченко А. П. Особенности процессов испарения и выгорания топлива в дизеле с турбулизирующими элементами камеры сгорания / Марченко А. П., Карягин И. Н., Сукачев И. И. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 3-8. 8. Вырубов Д. Н. Смесеобразование в дизелях // Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов / Вырубов Д. Н. – М. : Машгиз, 1946. – С. 5-54. 9. Кулешов А. С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач / Кулешов А. С. – М. : МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с. 10. РК-модель: Расчет смесеобразования и сгорания в дизеле [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=rk-model> 11. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А. П. Марченко, В. В. Шпаковский, И. И. Сукачев та ін. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69. 12. Быков В. И. Экспериментальный метод оценки взаимодействия топлива со стенками камеры сгорания дизеля / Быков В. И., Парсаданов И. В., Строков А. П. // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 46. – С. 48-52.

Bibliography (transliterated): 1. Processy v perspektivnyh dizeljah / Shehovcov A. F., Abramchuk F. I., Krutov V. I. i dr. ; pod red. A. F. Shehovcova. – Harkov: Izd-vo «Osnova», 1992. – 352 s. 2. Marchenko A. P. Metodika rascheta dvizhenija i raspredelenija topliva v kamere sgoranija dizelej so strujnym smeseobrazovaniem / Marchenko A. P., Sukachev I. I., Gavrilov V. V. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2005. – #1. – S. 53-58. 3. Sukachov I. I. Polipshennya palyvnoyi ekonomichnosti forsovaniykh dyzeliv shlyakhom uz-hodzhennya kharakterystyk vpryskuvannya palyva ta formy kamery z-horyannya : dys. ... kand. tekhn. nauk. : spets. 05.05.03 «Teplovi dvyhuny» / Sukachov Ivan Ivanovych. – Kharkiv, 2005. – 233 s. 4. Podacha i raspylivanie topliva v dizeljah / I. V. Astahov, V. I. Trusov, A. S. Hachijan i dr. – M. : Mashinostroenie, 1971. – 360 s. 5. Dvigateli vnutrennego sgoranija: Teorija porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej / Vyrubov D. N., Ivashhenko N. A., Ivin V. I. i dr. ; pod red. A. S. Orlina. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 372 s. 6. Chirkov A. A. Problemy upravlenija turbulentnostju pri smeseobrazovanii i gorenii v dizeljah / Chirkov A. A. // Jener-gomashinostroenie. – 1971. – #6. – S. 16-19. 7. Marchenko A. P. Osobennosti processov ispare-nija i vygoranija topliva v dizele s turbulizirujushhimi jelementami kamery sgoranija / Marchenko A. P., Karjagin I. N., Sukachev I. I. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – #2. – S. 3-8. 8. Vyrubov D. N. Smeseobrazovanie v dizeljah // Rabochie processy dvigatelej vnutrennego sgoranija i ih agregatov / Vyrubov D. N. – M. : Mashgiz, 1946. – S. 5-54. 9. Kuleshov A. S. Programma rascheta i opti-mizacii dvigatelej vnutrennego sgoranija DIZEL-RK. Opisanie matematicheskikh modelej, reshenie optimizacionnyh zadach / Kuleshov A. S. – M. : MG TU im. Baumana, 2004. – 123 s. 10. RK-model: Raschet smeseobrazovanija i sgoranija v dizele [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=rk-model> 11. Ocenka vlijanija rezhimnyh faktorov na parametry temperaturnogo vysokochastotnogo kolebanija v poverhnostnom korundovom sloe porshnja / A. P. Marchenko, V. V. Shpakovskij, I. I. Sukachev ta in. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – #1. – S. 65-69. 12. Bykov V. I. Jeksperimentalnyj metod ocenki vzaimodejstvija topliva so stenkami kamery sgoranija dizelja / Bykov V. I., Parsadanov I. V., Strokov A. P. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 1987. – Vyp. 46. – S. 48-52.

Надійшла (received) 20.03.2014

А. П. МАРЧЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

О. О. ОСЕТРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;

С. С. КРАВЧЕНКО, асп. НТУ «ХПІ»

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІНУ В ЦИЛІНДРІ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА 11ГД100М

Виконано математичне моделювання процесу теплообміну в циліндрі стаціонарного газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливо-повітряних сумішей та якісним регулюванням потужності. При дослідженні теплообміну в циліндрі газового двигуна проаналізовані складові внутрішнього теплового балансу, що визначені за результатами експериментальних досліджень. Показано, що теплообмін в циліндрі двигуна 11ГД100М має відмінні риси у порівнянні з відомими бензиновими, газовими та дизельними двигунами. Проаналізовано відомі емпіричні і напівемпіричні моделі для визначення коефіцієнту тепловіддачі. За результатами аналізу внутрішнього теплового балансу обґрунтовано вибір моделі теплообміну для використання в газовому двигуні 11ГД100М. Показано, що для розрахунку тепловіддачі в досліджуваному двигуні найбільшу точність забезпечує використання математичних моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта.

Ключові слова: газовий двигун, форкамерно-факельне запалювання, внутрішній тепловий баланс, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі.

Вступ. Стаціонарні газові двигуни-генератори 11ГД100М впродовж декількох десятиліть випускаються ДП «Завод ім. Малишева», м. Харків. Ці двигуни мають форкамерно-факельне запалювання збіднених сумішей повітря і природного газу та якісне регулювання потужності, що відрізняє їх від більшості газових двигунів з кількісним регулюванням потужності. Означені особливості робочого процесу забезпечують високі техніко-економічні показники двигунів на режимах високих і середніх навантажень. З іншого боку жоден зарубіжний аналог не має такого напрацювання і досвіду експлуатації в умовах країн СНД, як двигуни 11ГД100М. Експлуатація підтвердила переваги цих двигунів відносно зносостійкості, довговічності, терміну служби, відносно низької вартості технічного обслуговування [1, 2]. Таким чином, роботи спрямовані на вдосконалювання конструкції та робочого процесу двигунів 11ГД100М є актуальними.

Як відомо, робочий процес двигуна значною мірою залежить від процесу теплообміну в циліндрі ДВЗ, оскільки значна частина енергії внесеного палива передається через стінки камери згоряння (КЗ) в системи охолодження і змащення. Теплота, що передається через стінку, як правило, визначають за результатами аналізу внутрішніх або зовнішніх енергетичних балансів. Результати цих досліджень використовують для перевірки правильності використаної моделі теплообміну в циліндрі.

При моделюванні теплообміну кількість переданої теплоти в стінку на розрахунковому кроці розраховують за відомою формулою Ньютона-Ріхмана

$$dQ_m = \alpha_m (T - T_{cm}) \cdot F d\tau, \quad (1)$$

де α_m – поточне значення середнього по поверхні КЗ коефіцієнта тепловіддачі;

T – поточне значення температури газів у надпоршневій порожнині;

$T_{ст}$ – середня по поверхні КЗ температура стінки;

F – площа поверхні КЗ.

Найбільшу складність представляє вибір моделі теплообміну зі стінками. На сьогодні запропоновано ряд емпіричних і напівемпіричних моделей для визначення коефіцієнту тепловіддачі (так званих α -формул), що мають обмежене використання тільки для певного класу (або класів) двигунів. При цьому усереднені по камері згоряння значення коефіцієнту тепловіддачі, які розраховано за залежностями різних авторів, можуть відрізнятися до декількох разів. В деяких з цих моделей (наприклад Вошні, Аннанд) емпіричні коефіцієнти варіюються в широких межах, що ускладнює їх вибір. Визначають усереднений по КЗ коефіцієнт тепловіддачі або відповідний коефіцієнт для окремих її поверхонь. Певна α -формула може адекватно описувати теплообмін лише для одного режиму роботи двигуна, при зміні навантажувального або швидкісного режиму вона переставе видавати вірний результат. Все це потребує обґрунтування вибору моделі теплообміну для конкретного типу двигуна.

Метою роботи є обґрунтування вибору моделі теплообміну в газовому двигуні 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням суміші.

Аналіз публікацій. В роботах [2, 3] досліджено робочі процеси двигунів 10Д100, ОГД100, 11ГД100, 11ГД100М, що є близькими за конструкцією, мають ряд спільних конструктивних і регульовальних параметрів. Отримано індикаторні діаграми, індикаторні та ефективні показники робочого процесу означених двигунів на різних режимах роботи. Експериментальні дані, представлені в цих дослідженнях, дозволяють виконати аналіз теплообміну в циліндрі двигунів 11ГД100М і за його результатами обґрунтувати вибір розрахункової моделі теплообміну.

На сьогодні запропоновано ряд емпіричних залежностей, які пов'язують коефіцієнт тепловіддачі з параметрами робочого тіла в циліндрі, параметрами конструкції та режиму роботи двигуна [3-9]. Для газових двигунів в математичних моделях як правило використовують залежності Г. Ейхельберга, Г. Хохенберга, Г. Вошні, В. Аннанда [3, 5-7] та інших. Слід відзначити роботу Г.Б. Розенбліта [3], в якій досліджено теплопередачу в двотактних двигунах із зустрічно рухомими поршнями, зокрема в газових двигунах 11ГД100.

Порівняльна оцінка найбільш відомих α -формул та їх аналіз за результатами експериментальних досліджень наведені в роботах [3-8]. Аналіз робіт показав, що поточні значення коефіцієнту тепловіддачі α , розрахованого за різними α -формулами, суттєво відрізняються, інколи в декілька разів. Найменші значення α розраховані за формулами Г. Ейхельберга, найбільші – В. Аннанда і В. Нусельта. Формули Г.Б. Розенбліта, В. Аннанда і Г. Хохенберга дають більші значення α на такті стиску ніж формули Г. Вошні, Г. Ейхельберга та Н. Р. Брилінга. На значення α впливає розмірність і швидкохідність двигуна. Також коефіцієнт тепловіддачі суттєво залежить від вибору емпіричних коефіцієнтів [6].

В роботі [5] перевірено адекватність використання α -формул при розрахунках теплообміну в циліндрах газових малолітражних двигунів та двигунів великої потужності за даними зовнішніх теплових балансів. Зроблено висновок, що для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі в газових двигунах з іскровим запалюванням найбільшу точність забезпечує залежність В. Аннанда.

Результати розрахунку поточних значень коефіцієнту тепловіддачі в циліндрі швидкохідного газодизеля КамАЗ 740.13 за різними α -формулами з експериментальними даними наведені в [7]. Показано, що жодна з них не дозволяє адекватно описати теплообмін в камері згоряння дослідного двигуна. Запропоновано власну залежність для визначення α .

В роботі [6], яка присвячена дослідженню процесу теплообміну в газовому двигуні великої потужності, стверджується, що добрий збіг розрахункових та експериментальних даних досягається при використанні формули Г. Хохенберга.

Вище показано, що досліджуваний двигун 11ГД100М суттєво відрізняється від інших газових двигунів організацією робочого процесу. Очевидно, що теплообмін у циліндрі дослідного двигуна також має певні відмінності.

Дані експериментального і розрахункового дослідження теплообміну в циліндрі двигунів 10Д100 та 11ГД100 наведені в [3]. Запропоновано власну α -формулу для визначення коефіцієнта тепловіддачі по окремих поверхнях КЗ, що враховує специфічні газодинамічні умови в циліндрі. Складність використання пропонованої α -формули пов'язана з необхідністю завдання тангенціальної швидкості заряду поблизу вогневих поверхонь КЗ. Як відомо, ця швидкість суттєво змінюється протягом робочого циклу і є функцією багатьох параметрів конструкції та режиму роботи двигуна, що потребує додаткових експериментальних даних. Верифікація розрахункових залежностей для визначення тангенціальної швидкості заряду представляє собою складну задачу навіть для одного режиму роботи і однієї поверхні КЗ.

Таким чином, на сьогодні не вирішеними для газового двигуна 11ГД100М залишаються питання обґрунтування вибору емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі.

Дослідження та моделювання теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М. Інтегральна оцінка теплообміну в циліндрі двигуна здійснюється за результатами аналізу зовнішніх або внутрішніх теплових балансів, які є критерієм правильності обраної розрахункової моделі теплообміну в циліндрі. В роботі використано результати експериментального дослідження двигуна 11ГД100М [2].

У відносному виді рівняння внутрішнього теплового балансу можна представити:

$$q_n = q_i + q_{н.п.} + q_w + q_{т.г.}, \quad (2)$$

де q_n – теплота згоряння палива, рівна 1;

q_i – індикаторний ККД;

$q_{н.п.}$ – втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива;

q_w – теплота, що передається в стінки камери згоряння;

$q_{т.г.}$ – втрати теплоти з відпрацьованими газами.

На рис.1 наведено складові внутрішнього теплового балансу двигуна 11ГД100М [2]. Аналіз рис. 1 показує, що індикаторний ККД двигуна на режимі номінальної потужності складає 43,8%, що перевищує показники традиційних газових двигунів (28-38%) [9] і є близьким до дизелів. Проте індикаторний ККД знижується при зменшенні навантаження внаслідок суттєвої неповноти згоряння і зменшення термодинамічної ефективності циклу. Незважаючи на значне зменшення цього показника, він залишається достатньо високим порівняно з існуючими на сьогодні газовими і бензиновими двигунами.

Слід відмітити суттєве зростання неповноти згоряння палива зі зменшенням навантаження двигуна – на режимі 25% ці втрати зростають до 33,5%. Це пояснюється роботою двигуна на вкрай збіднених паливо-повітряних сумішах. Відомо, що природний газ повністю згоряє в діапазоні $\alpha_{ц}=0,65...2,0$ [13]. Форкамерно-факельне запалювання в двигуні 11ГД100М дозволяє забезпечити надійне запалювання суміші і роботу двигуна в більш широких діапазонах коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{ц}=1,8...3$, при цьому з'являється таке негативне явище, як неповнота згоряння природного газу.

Теплота, що передається через стінки циліндру складає 14,6...17,9% від теплоти згоряння палива. При зменшенні навантаження ці втрати спочатку збільшуються (до 50% N_e), потім дещо зменшуються. Зменшення відносної теплоти, що передається через стінки на режимах малих навантажень (що є не характерним для відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових

двигунів), пояснюється перерозподілом складових внутрішнього балансу внаслідок суттєвої неповноти згоряння.

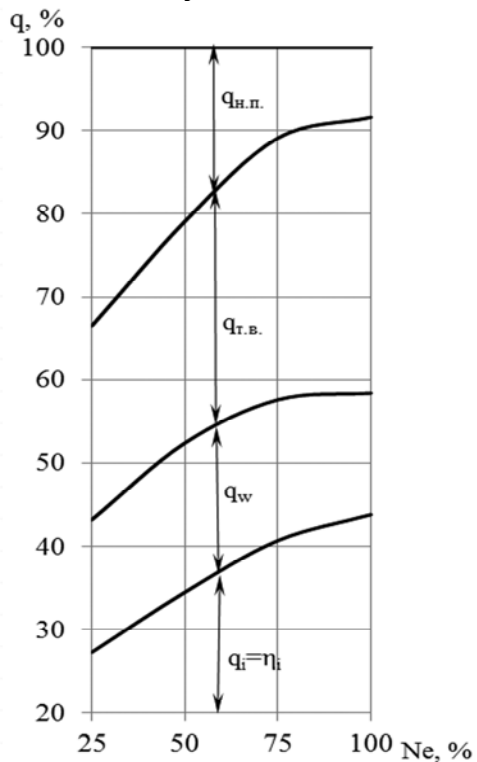


Рис. 1 – Вплив навантаження на складові внутрішнього теплового балансу в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М при $n=750$ хв.⁻¹

розрахунковому кроці. Цю температуру можна визначити за середніми температурами кожного елемента поверхні циліндру: гільзи, двох поршнів, КЗ та форкамери.

На основі експериментальних даних двигунів Д100 та ГД100М, що представлені в роботах [2, 3, 10] отримано залежність для визначення середньої температури стінки КЗ:

$$T_{(N_e, F_{cm})} = 486,4 + 0,0217 \cdot N_e - 900,6 \cdot F_{cm} + 1362,6 \cdot F_{cm}^2 + 0,056 \cdot N_e \cdot F_{cm}. \quad (3)$$

Середня інтегральна температура стінки входить безпосередньо до формули Ньютона-Ріхмана (1), а також використовується в декількох широко відомих формулах для коефіцієнта тепловіддачі, що у явному виді враховують променевий теплообмін в циліндрі.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуються емпіричні залежності, запропоновані Г.Вошні, Г. Ейхельбергом, Г. Хохенбергом, В. Аннандом, Х. Цапфом, Г.Б. Розенблітом, Р.З. Кавтарадзе та інш.

дослідниками. Розглянемо можливість застосування деяких залежностей в двотактному двигуні з форкамерно-факельним запалюванням та якісним сумішоутворенням.

Однією з перших залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі була залежність, що запропонована Г. Ейхельбергом у 1939 р.:

$$\alpha = 7,684 \cdot C_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\rho \cdot T}, \quad (4)$$

де ρ – тиск у циліндрі, МПа;

T – температура робочого тіла у циліндрі, К;

C_m – середня швидкість поршня, м/с,

S – хід поршня, мм;

n – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

У залежності Ейхельберга враховано вплив на тепловіддачу тільки конвекційного теплообміну між робочим тілом і стінками.

В. Аннанд у 1963 р. запропонував при визначенні α враховувати як конвекційний, так і радіаційний теплообмін:

$$\alpha = a \frac{\lambda_{cm}}{D} Re^b + c \frac{T^4 - T_{cm}^4}{T - T_{cm}}, \quad (5)$$

де λ_{cm} – теплопровідність суміші в циліндрі, Вт/(м·К);

Re – число Рейнольдса;

D – діаметр циліндра, м;

a, b, c – коефіцієнти.

Коефіцієнт a , що характеризує інтенсивність конвекційного теплообміну, вибирають в межах 0,25...0,8. Для чотиритактних двигунів його приймають ближчим до нижньої межі діапазону, для двотактних – ближчим до верхньої межі.

Коефіцієнт b приймають в діапазоні $b=0,7-0,8$ [11].

Коефіцієнт c характеризує інтенсивність радіаційного теплообміну при згорянні. Для процесів газообміну і стиску приймають $c=0$ Вт/(м²К⁴). Для процесу згоряння в дизелях $c=3,265 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²К⁴), в двигунах з іскровим запалюванням суміші $c=4,252 \cdot 10^{-9}$ Вт/(м²К⁴).

Згідно з моделлю Г. Вошні (1965-1968 рр.)

$$\alpha = C_0 \cdot D^{-0,2} (10p)^{0,8} T^{-0,53} \omega^{0,8}, \quad (6)$$

де ω – швидкість робочого тіла в циліндрі, м/с.

C_0 – константа, що визначається за результатами верифікації математичної моделі, звичайно $C_0=110..130$.

Швидкість робочого тіла включає дві складові, перше з яких враховує рух поршня і обертальний рух заряду, а друге – турбулентність від згоряння і радіаційний теплообмін:

$$w = C_1 \cdot C_m + C_2 \frac{T_r}{p_r V_r} V_h (p - p_n), \quad (7)$$

де p_n – тиск у циліндрі за умови відключення подачі палива, МПа

T_r , p_r , V_r – відповідно тиск і температура в циліндрі, а також об'єм циліндра в певний момент робочого процесу (момент початку згоряння або закриття впускного клапану) К, МПа, м³;

V_h – робочий об'єм циліндра, м³;

Константи C_1 і C_2 враховують вплив на швидкість робочого тіла умов протікання процесів в циліндрі. Для процесів газообміну $C_1=6,18$, $C_2=0$ К⁻¹. На такті стиску $C_1=2,28$, $C_2=0$ К⁻¹. На такті згоряння і розширення $C_1=2,28$, $C_2=3,24 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹ (для двигунів з нерозділеними камерами згоряння), $C_2=6,22 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹ (для двигунів з розділеними камерами згоряння).

Коефіцієнт C_1 моделі Г. Вошні був пізніше модифікований для врахування впливу на теплообмін тангенціальної складової швидкості робочого тіла. На тактах газообміну

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{C_T}{C_m}. \quad (8)$$

На тактах стиску і згоряння-розширення

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{C_T}{C_m}, \quad (9)$$

де C_T – тангенціальна складова швидкості робочого тіла в надпоршневій порожнині відносно поверхні стінок циліндра, м/с. Її значення визначають за формулою:

$$C_T = \frac{\pi \cdot D \cdot \omega_v}{60}, \quad (10)$$

де ω_v – кутова швидкість заряду циліндра, рад/хв. Її визначають на відстані $0,7S$ від головки циліндра за результатами експериментальних досліджень.

Г. Хохенберг відзначав, що використання α -формули Вошні призводить до занижених значень коефіцієнта тепловіддачі в процесі стиску і завищених значень цього коефіцієнту протягом згоряння-розширення. Як результат,

розраховані значення теплових потоків є більшими ніж дійсні значення. Він запропонував власну залежність:

$$\alpha = C_1 \cdot V^{-0,06} (10p)^{0,8} T^{-0,4} (C_m + 1,4)^{0,8}, \quad (11)$$

де C_1 – коефіцієнт. Рекомендовано приймати $C_1 = 130$.

Г.Б. Розенбліт в своїх роботах досліджував процеси теплообміну в циліндрі дизеля типу Д100 та отримав в результаті експериментальних досліджень α -формулу:

$$\alpha = C_1 \cdot \left(\frac{w_\tau}{D} \right)^{\frac{1}{2}} (\lambda C_p \rho)^{\frac{1}{2}} \left(1 + C_2 \frac{a W_{36}}{w_\tau^2} \right) + \varepsilon_\Sigma \cdot \sigma_0 \frac{T^4 - T_{cm}^4}{T - T_{cm}}, \quad (12)$$

де $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ – швидкість звуку;

$W_{36} = 2,43 \frac{n \cdot D}{k \cdot p} \frac{dp}{d\varphi}$ – швидкість звукових коливань;

k – показник адіабати;

w_τ – тангенціальна складова швидкості повітряного заряду в циліндрі;

ε_Σ – сумарна ступінь чорноти газів та полум'я;

Константи C_1 і C_2 для чотирьохтактних дизелів приймаються $C_1 = 4,34$ і $C_2 = 0,000219$; для двотактних дизелів з зустрічно рухомими поршнями $C_1 = 3,35$ і $C_2 = 0,027$; для двотактних дизелів з петлевою продувкою $C_1 = 3,93$ і $C_2 = 0,0063$.

Вище показано, що характер зміни складових теплового балансу двигуна 11ГД100М за навантаженням відрізняється від традиційних дизельних, газових та бензинових двигунів. Отже необхідно перевірити адекватність використання цих залежностей для дослідного двигуна в широкому діапазоні навантажень.

Адекватність моделей теплообміну перевіряли співставленням результатів розрахунку сумарної за цикл кількості теплоти, що передається через стінку, із відповідною величиною внутрішнього теплового балансу двигуна. Емпіричні коефіцієнти α -формул (табл. 1) вибирали з пропонованих авторами цих формул діапазонів за умови забезпечення найменшої похибки розрахунку.

На рис. 2 наведені результати розрахунку коефіцієнту тепловіддачі в циліндрі двигуна 11ГД100М. Видно, що результати розрахунку добре корелюються з даними, наведеними в [3-8], як за абсолютними значеннями, так і за характером зміни α .

Таблиця 1 – Значення емпіричних коефіцієнтів для різних α -формул

Залежність для коефіцієнта тепловіддачі	В. Аннанда (8)	Г. Вошні (9)	Г. Хохенберга (11)	Г. Б. Розенбліта (12)
Значення емпіричних коефіцієнтів	$a=0,7$ $b=0,7$ $c=4,252 \cdot 10^{-9}$	$C_0=130$	$C_0=130$	$C_1=3,35$ $C_2=0,027$

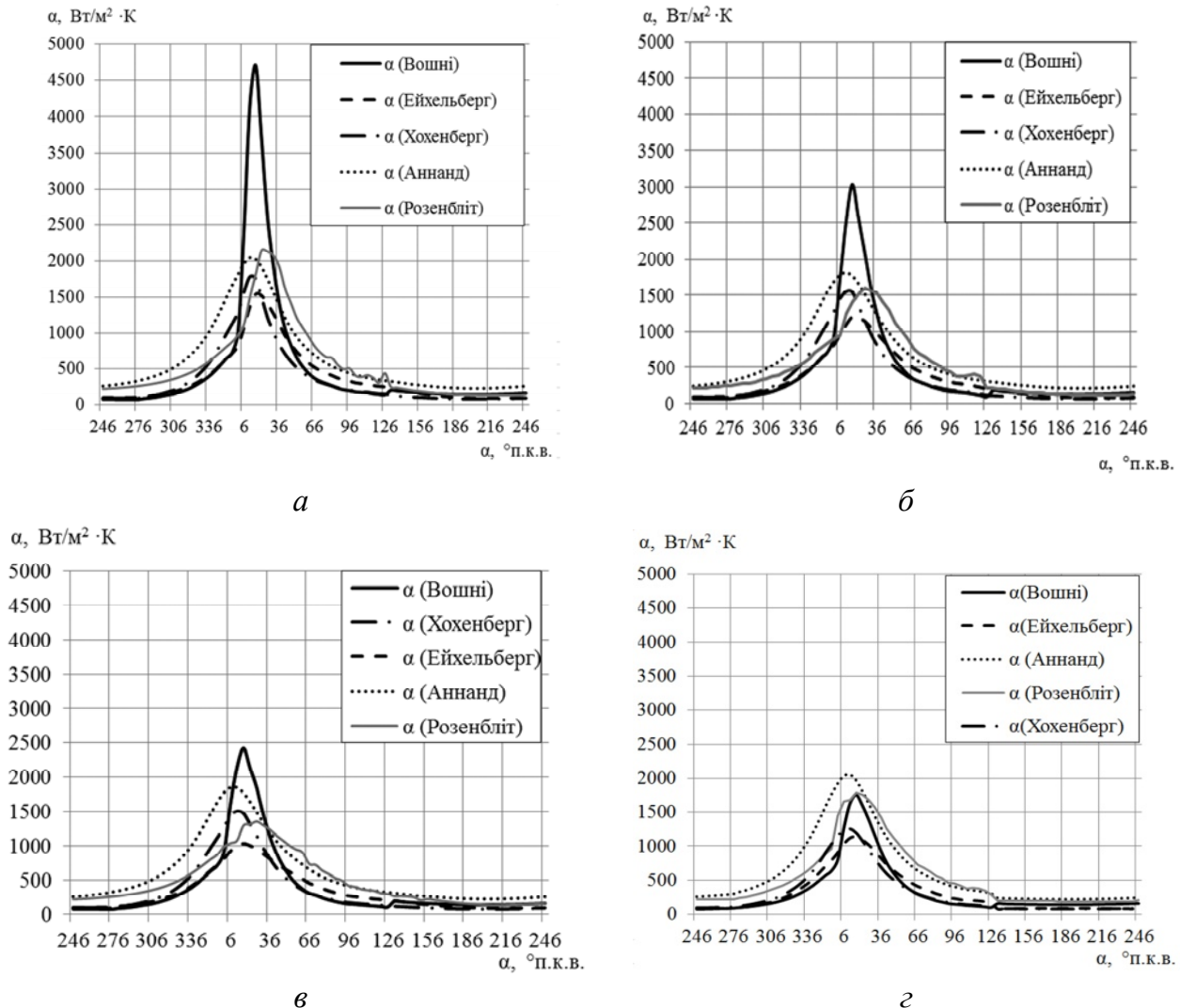


Рис. 2 – Значення коефіцієнту тепловіддачі від газів до стінки надпоршневої поверхні циліндру, розраховані за α -формулами:
 a – 100%Ne; $б$ – 75%Ne; $в$ – 50%Ne; $г$ – 25%Ne.

Похибки розрахунку загальної кількості теплоти, що передається через стінку циліндра q_w наведені – в табл. 2. Видно, що найбільшу точність забезпечує використання математичних моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта – середньоквадратична похибка в широкому діапазоні навантажувальних режимів складає відповідно 10,85 і 12,46 %. Залежності,

що запропоновані Г. Вошні, Г. Ейхельбергом та Г. Хохенбергом не забезпечують задовільної точності розрахунку за умови використання в них емпіричних коефіцієнтів, що запропоновані авторами цих залежностей. Крім того, характер зміни розрахованих значень q_w за цими α -формулами не відповідає експериментальним даним.

Таблиця 2 – Похибка розрахунку теплоти, що передається через стінки

Потужність, % Ne	Похибка розрахунку загальних втрат теплоти в стінки при використанні α -формул				
	Г. Ейхельберга	В. Аннанда	Г. Вошні	Г. Хохенберг	Г.Б. Розенбліт
100	23,77	4,62	0,22	37,74	4,30
75	37,06	10,03	29,32	46,43	9,39
50	48,89	16,30	45,43	53,91	22,59
25	37,30	9,15	36,11	42,57	1,89
Середньо-квадратична похибка	37,82	10,85	32,51	45,55	12,46

Висновки. В роботі виконано дослідження і математичне моделювання теплообміну в циліндрі газового двигуна 11ГД100М, що має якісне сумішоутворення і форкамерно-факельне запалювання паливо-повітряної суміші. При цьому вирішені такі задачі:

1. Проаналізовано вплив навантаження на складові внутрішнього теплового балансу. Показано, що досліджуваний двигун на номінальному режимі має показники теплового балансу, подібні відповідним показникам дизелів. При переході на часткові навантаження складові теплового балансу перерозподіляються і відрізняються від більшості відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів. Особливо відрізняється характер зміни втрат теплоти у стінки КЗ, що ускладнює вибір моделі теплообміну зі стінками.

2. Виконаний порівняльний аналіз втрат теплоти у стінки камери згоряння, визначених за різними моделями теплообміну. Підібрані емпіричні коефіцієнти розрахункових залежностей цих моделей. Показано, що найкраще погодження розрахункових та експериментальних результатів забезпечується при використанні моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта.

3. Запропоновані у роботі емпіричні залежності і коефіцієнти можна використовувати при аналізі і математичному моделюванні теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М при його конвертації для роботи на низькокалорійних паливах.

Список літератури: 1. ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. Описание "UTECS-1000" [Электронный ресурс] / ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. – Режим доступа : http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru. 2. Генкин, К. И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К. И. Генкин, Д. Т.

Аксенов, Б. Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970. – 328 с. **3.** Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с. **4.** Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : учеб. Пособие / Р. З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с. **5.** Кабанов А. Н. Выбор методики расчета процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием / А. Н. Кабанов // Автомобильный транспорт. – 2012. – Вып.30. – С. 96 – 102. **6.** Lounici M. S. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied thermal Engineering. – 2011. №31. – P. – 319-328. **7.** Гайворонский А. И. Расчет теплообмена в камере сгорания быстроходного газового двигателя / А. И. Гайворонский, Р. З. Кавтарадзе // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – №5. – С. 30 - 31. **8.** Ивановский В. Г. Моделирование и анализ рабочего процесса в системе параметрической диагностики судовых дизелей D4.0H / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Науковий вісник ХДМІ. – 2010. - №1 (2). – С. 189 – 197. **9.** Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания : теория поршневых и комбинированных двигателей : учеб. для вузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. ; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с. **10.** Симсон А.Э. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания : учеб. для вузов / А. Э. Симсон, А.З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е изд. – М. : Транспорт, 1987. – 536 с. **11.** Ali Sanli. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine / Ali Sanli, Ahmet N. Ozsezen, Ibrahim Kilicaslan, Mustafa Canakci // Appl. Therm. Eng. – 2008. - №28. – С.1395–1404. **12.** Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності : монографія. – Харків : НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. **13.** Генкин К. И. Газовые двигатели / К. И. Генкин. – М. : Машиностроение, 1977. – 196 с.

Bibliography (transliterated): **1.** ZAO Ukrainskie tehnologii kogeneracionnyh sistem. Opisanie "UTECS-1000" [Elektronnyj resurs] / ZAO Ukrainskie tehnologii kogeneracionnyh sistem. – Rezhim dostupa : http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru **2.** Genkin K. I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K. I. Genkin, D. T. Aksenov, B. N. Strunge. – L. : Nedra, 1970. – 328 p. **3.** Rozenblit G. B. Teploperedacha v dizeljah / G. B. Rozenblit. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 216 p. **4.** Kavtaradze R. Z. Lokalnyj teploobmen v porshnevyyh dvigateljah : ucheb. Posobie / R. Z. Kavtaradze. – M. : Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2001. – 592 p. **5.** Kabanov A. N. Vybor metodiki rascheta processa teplootdachi v gazovom dvigatele s iskrovym zazhiganiem / A. N. Kabanov // Avtomobilnyj transport. – 2012. – Vol.30. – pp. 96 – 102. **6.** Lounici M. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied thermal Engineering. – 2011. №31. – pp. 319-328. **7.** Gajvoronskij A. I. Raschet teploobmena v kamere sgoraniya bystrohodnogo gazovogo dvigatelja / A. I. Gajvoronskij, R. Z. Kavtaradze // Transport na alternativnom toplive. – 2008. – №5. – pp. 30 -31. **8.** Ivanovskij V. G. Modelirovanie i analiz rabocheho processa v sisteme parametricheskoj diagnostiki sudovyh dizelej D4.0H / V. G. Ivanovskij, R. A. Varbanec // Naukovij visnik HDMI. – 2010. - №1 (2). – pp. 189 – 197. **9.** Vyrubov, D. N. Dvigateli vnutrennego sgoraniya : teorija porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej : ucheb. dlja vuzov / D. N. Vyrubov, N. A. Ivashhenko, V. I. Ivin i dr.; pod obshh. red. A. S. Orlina, M. G. Kruglova – 4-e izd. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 372 p. **10.** Simson A. Je. Teplovoznnye dvigateli vnutrennego sgoraniya : ucheb. dlja vuzov / A. Je. Simson, A. Z. Homich, A. A. Kuric i dr. – 2-e izd. – M. : Transport, 1987. – 536 p. **11.** Ali Sanli. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine / Ali Sanli, Ahmet N. Ozsezen, Ibrahim Kilicaslan, Mustafa Canakci // Appl. Therm. Eng. – 2008. - №28. – pp.1395 – 1404. **12.** Pilov V. A. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanym rivnem trivalosti micnosti : monografija. – Harkiv : NTU «HPI», 2001. – 332 p. **13.** Genkin K. I. Gazovye dvigateli / K. I. Genkin. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 196 p.

Надійшла (received) 20.03.2014

В. О. ПИЛЬОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. М. КЛИМЕНКО, асп. НТУ «ХПІ»

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЙОГО МАСЛЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Проаналізовано можливості підвищення ресурсної міцності поршня автотракторного дизеля на основі застосування систем автоматичного регулювання його теплового стану. Розглянуто керування тепловим станом поршня за рахунок регулювання витрати масла через масляну галерею. За керуючий параметр при цьому прийнято температуру поршня; при цьому інтенсифікація масляного охолодження поршня здійснюється при досягненні критичної величини температури в одній з критичних зон (зони кромки камери згоряння, масляної галереї та верхнього поршневого кільця). Отримано залежності температур критичних зон поршня від рівня форсування двигуна при варіюванні коефіцієнта тепловіддачі від стінки масляної галереї в масло. Оцінено ресурсну міцність поршня при багатоступеневому регулюванні його теплового стану в порівнянні з традиційним масляним охолодженням поршня.

Ключові слова: ресурсна міцність, галерейне масляне охолодження, коефіцієнт тепловіддачі, накопичені пошкодження, регулювання.

Вступ. Сучасний стан розвитку двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) передбачає високий рівень їхньої ефективності, який досягається шляхом зростання абсолютної та питомої потужності останніх. Це призводить до підвищення навантаження на деталі камери згоряння (КЗ) та зумовлює погіршення показників надійності ДВЗ.

Однією з найбільш теплонапружених деталей КЗ ДВЗ являється поршень, ресурсна міцність якого обумовлена наступними факторами [1 – 4]:

- малоциклова термічна втома, яка визначається наявністю перехідних процесів аперіодичного навантаження двигуна;
- багатоциклова термічна втома, що обумовлена високочастотною періодичною зміною значень параметрів робочого тіла в циліндрі;
- процес повзучості матеріалу, який має місце на стаціонарних режимах та прискорюється внаслідок циклічного аперіодичного навантаження двигуна;
- релаксація термопружних напружень, що супроводжує процес повзучості за умов обмежень деформацій останньої.

Масляне охолодження широко застосовується для зниження температурного навантаження на поршень, що в свою чергу впливає на перераховані вище фактори, й тим самим покращує ресурсну міцність поршня [5].

Однак, масляне охолодження разом перевагами має і ряд недоліків. Основний з них – переохолодження поршнів при неномінальних

навантаженнях, що може привести до погіршення сумішоутворення і збільшення відносних теплових втрат [6]. Крім того, надмірне охолодження поршня на часткових режимах призводить до зростання амплітуд перепадів температур при скиданні або накиданні навантаження, що в значній мірі знижує надійність та довговічність поршня [7 – 9].

Тому актуальною є задача регулювання теплового стану поршнів (ТСП) високофорсованих дизелів в умовах експлуатації.

Дослідження процесу регулювання ТСП та способів його інтенсифікації [7, 9] свідчать про покращення показників паливної економічності та екологічності двигуна, ресурсної міцності поршня при застосуванні його регульованого масляного охолодження. Крім того, на основі аналізу дослідних робіт по керуванню ТСП [6] можна зробити висновки про необхідність підвищення температури поршня на часткових режимах роботи ДВЗ при незміненому рівні його температури на важких режимах.

В роботах [6, 10, 11] пропонується керування ТСП за рахунок регулювання витрати масла через порожнину охолодження поршня за різними керуючими параметрами.

Але ресурсна міцність поршнів при використанні регулювання ТСП практично не досліджувалася.

Метою роботи є оцінка резервів підвищення ресурсної міцності конструкції на основі застосування регульованого масляного охолодження.

Дослідження ефективності застосування автоматичного регулювання ТСП. Дослідження виконано на прикладі поршня дизеля 4ЧН12/14. Внаслідок високої складності та значної тривалості експериментальних випробувань в основу роботи покладено методи математичного моделювання.

Для досягнення заданої мети нами були отримані залежності температур критичних зон поршня (зони кромки КЗ, масляної галереї та верхнього поршневого кільця) від рівня форсування двигуна при варіюванні коефіцієнта тепловіддачі від стінки галереї в масло α_m .

Попередня робота в цьому напрямку [12] передбачала 2 рівні α_m ($\alpha_m = 0,5 \text{ кВт/м}^2\text{К}$ та $\alpha_m = 4 \text{ кВт/м}^2\text{К}$). Дослідження ТСП тракторного дизеля при його форсуванні до 30 кВт/л при цьому виявило зниження максимального теплоперепаду по кромці КЗ в перехідному процесі накидання навантаження на 47 °С та зменшення величин накопичених пошкоджень на 8%.

В даній роботі нами оцінюється ресурсна міцність поршня при багатоступеневій зміні α_m ($\alpha_m = 0,5 \div 6 \text{ кВт/м}^2\text{К}$). Температура масла має лінійну залежність від літрової потужності двигуна та складає: на номінальному режимі $t_m = 110 \text{ °С}$, а на режимі, близькому до холостого ходу, $t_m = 80 \text{ °С}$.

Перехід на більш високий коефіцієнт тепловіддачі у галереї здійснюється тільки тоді, коли температура масла в одній з розглянутих критичних зон досягне критичної величини $t_m = 240 \text{ °С}$.

Розрахунки проведені з використанням методу скінчених елементів із застосуванням геометричної моделі поршня. Граничні умови для моделювання ТСП отримані шляхом ідентифікації даних, отриманих експериментально.

Вищевказані залежності подано на рис. 1. та рис. 2.

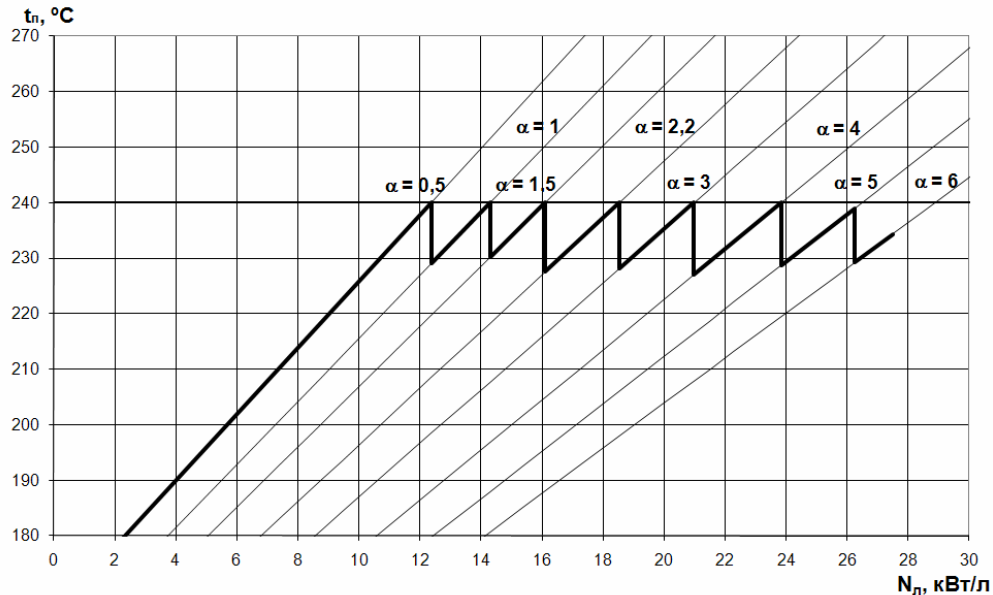


Рис. 1 – Залежність температури в зоні кільцевої галереї від рівня форсування двигуна

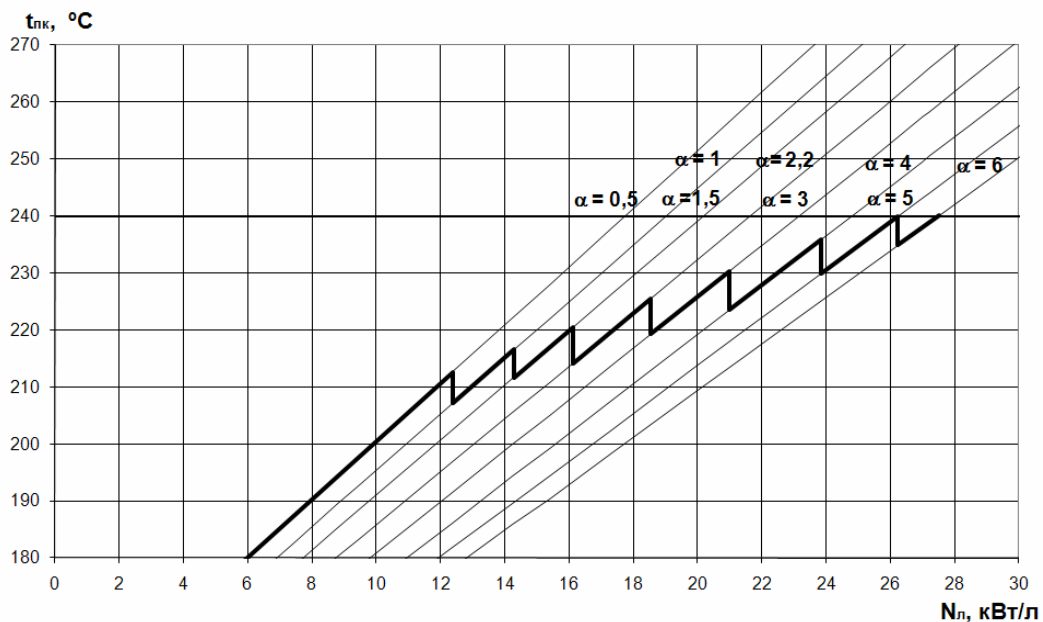


Рис. 2 – Залежність температури в зоні верхнього поршневого кільця від рівня форсування двигуна

З рисунків видно, що до рівня форсування двигуна $N_n = 26$ кВт/л, критичною зоною виступала кільцева галерея, а після – зона верхнього поршневого кільця.

Враховуючи ці обмеження залежність температурного стану кромки КЗ від рівня форсування двигуна наведено на рис. 3.

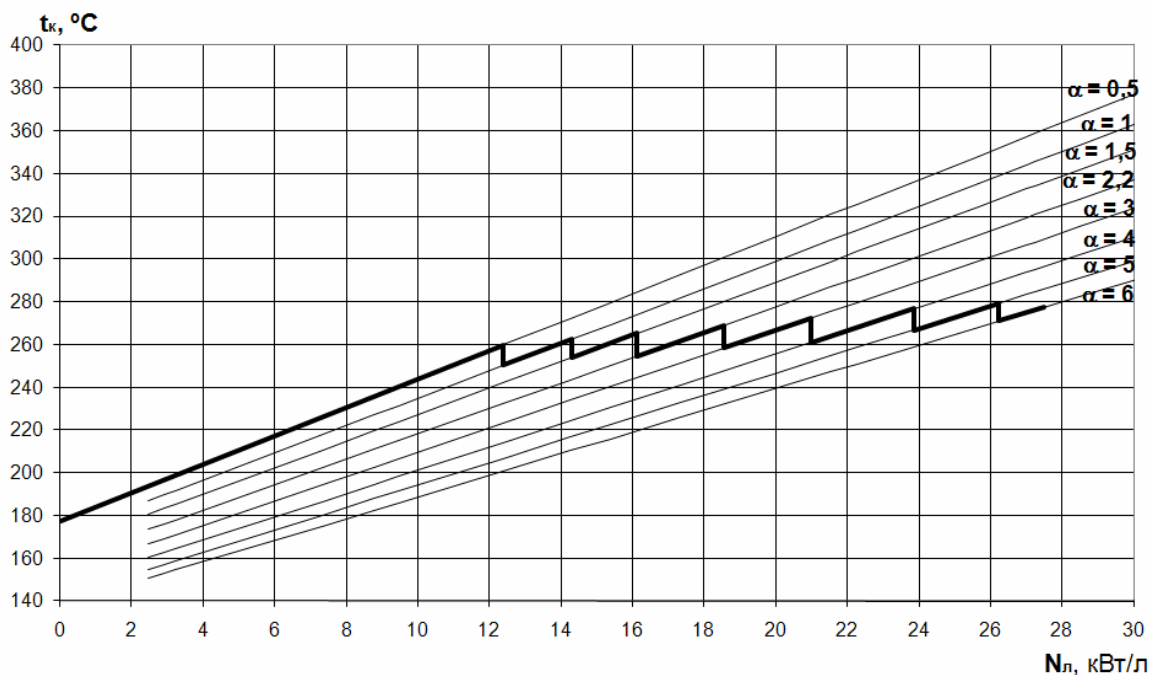


Рис. 3 – Залежність температурного стану кромки КЗ від рівня форсування двигуна

Розрахунки ТСП показують, що за відсутністю масляного охолодження в розглянутому діапазоні навантаження перепад температур по кромці КЗ склав би 170°C, при $\alpha_m = 2,2$ кВт/м²К цей перепад зменшиться до 150°C. При інтенсивному охолодженні в галереї $\alpha_m = 6$ кВт/м²К перепад би склав 130°C при зменшенні максимальної температури поршня. При запропонованому регульованому охолодженні перепад температури зменшується до 90°C при додатковому зростанні мінімальної температури. При цьому на режимах навантаження, що перевищують величину $N_l = 12$ кВт/л перепад температури в зоні кромки КЗ складає всього 20°C. Ці дані дозволяють прогнозувати підвищення ресурсної міцності конструкції при застосуванні системи автоматизованого регулювання (САР) ТСП.

З урахуванням отриманих результатів проведено оцінку ресурсної міцності поршнів за методикою [4], в ході чого поршень з традиційним галерейним масляним охолодження ($\alpha_m = 2,2$ кВт/м²К) порівнювався з наступними варіантами:

- галерейне масляне охолодження з САР ТСП ($\alpha_m = 0,5 \dots 2,2$ кВт/м²К);
- інтенсифіковане галерейне масляне охолодження ($\alpha_m = 4$ кВт/м²К);
- інтенсифіковане галерейне масляне охолодження з САР ТСП ($\alpha_m = 0,5 \dots 4$ кВт/м²К);
- інтенсифіковане галерейне масляне охолодження ($\alpha_m = 5$ кВт/м²К);

- інтенсифіковане галерейне масляне охолодження з САР ТСП ($\alpha_m = 0,5 \dots 5 \text{ кВт/м}^2\text{К}$).

Порівняння виконувалось для двигуна трактора сільськогосподарського призначення (модель експлуатації прийнято за даними [13]). Усі цикли навантаження поршня приймалися 6 хв. Результати розрахунків для розрахункової бази 10000 годин подано на рисунку 4.

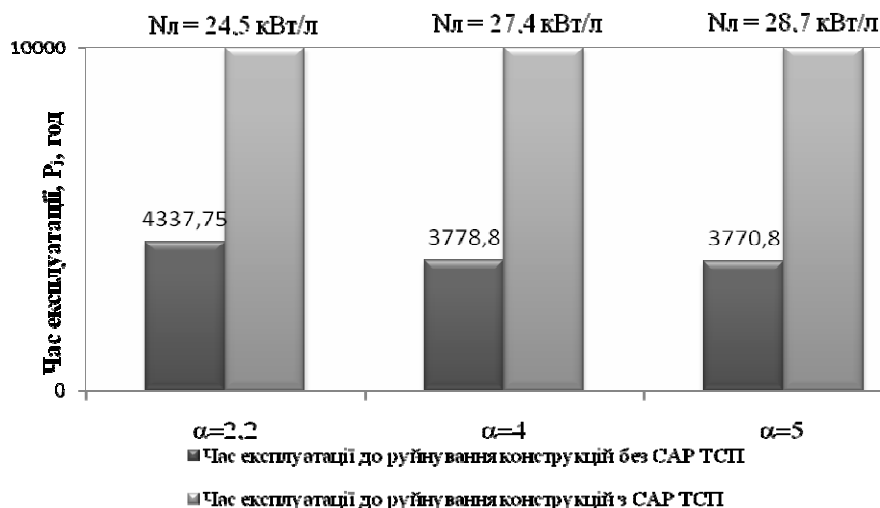


Рис. 4. Час експлуатації поршнів до руйнування

На рис. 4 видно, що, згідно розрахунків, застосування регульованого масляного охолодження поршня може забезпечити значне зростання ресурсу поршня (до 164,6 % при $\alpha_m = 4 \text{ кВт/м}^2\text{К}$) при високих рівнях форсування двигуна.

Висновки. Отримані результати свідчать про можливість застосувати САР температурного стану поршня, що забезпечує підвищення ресурсної міцності кромки КЗ поршня в експлуатації. При цьому надійна робота інших критичних зон поршня теж забезпечується використанням САР ТСП

У зв'язку з отриманими результатами подальший напрям робіт пов'язаний з урахуванням динаміки прогріву поршня та частоти змін експлуатаційних режимів навантаження дизеля, оптимізації положення масляної галереї в поршні.

Список літератури. 1. Чайнов Н. Д. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении / Н. Д. Чайнов, А. В. Тимохин, А. Б. Иванченко // Двигателестроение : –1991.– №11.– С. 14-15. 2. Чайнов Н. Д. Оценка долговечности поршней с учетом ползучести и усталости / Н. Д. Чайнов, А. В. Тимохин, А. А. Суцнин // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1993. С.95-104. 3. Абрамчук Ф. И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей : Дис. докт. техн. наук : 05.04.02 Харьков, 1990. – 317 с. 4. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності : Монографія. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ». : 2001. – 332 с. 5. Чайнов М. Д. Вплив масляного охолодження на тепловий стан поршнів ДВЗ / М. Д. Чайнов, Л. Л. Мяков, А. В. Кареньков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2005. – № 2. – С. 66-70. 6.

Минак А. Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршней : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 Харьков, 1982. – 21с. **7. Розенблит Г. Б.** Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с. **8. Матвеев В. В.** Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания / В. В. Матвеев, В. Т. Турчин, В. А. Пылев, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, И. А. Нестеренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів». - Харків : НТУ «ХПІ». – 2011. №21. – С. 29-33. **9. Hidehiko Kajiwar**a An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines / Hidehiko Kajiwar, Yukihiro Fujioka, Tatsuya Suzuki, Hideo Negishi // – 2002. №23. – p. 429 – 434. **10.** Пат. 2174612 РФ, МПК R01M1/00. Смазочная система двигателя внутреннего сгорания / Ильин Б. В., Кремнев Ю. К. – №2000112819/06; Заявл. 24.05.2000; Оpubл. 10.10.2001 – 4с. **11.** А.с. 1382982 СССР, МКИ R 02P3/22, A 0133/10. Двигатель внутреннего сгорания с масляным охлаждением поршней / Косырев С. П.; Машиностроительный завод им. Дзержинского. - № 3971675/25-06 : заявл. 30.10.85; опубл. в Б.И., 1988, Бюл. № 11. **12. Матвеев В. В.** Оценка влияния двухступенчатого масляного охлаждения поршня на его ресурсную прочность / В. В. Матвеев, В. А. Пылев, В. Т. Коваленко, И. А. Нестеренко // Решения энергетических проблем в автотранспортном комплексе : науч.-техн. конф. 5 - е Луканинские чтения, 14 марта, 2011 г. : тезисы докл. - М. : МАДИ, 2011. - С. 137. **13. Азиппо Н. А.** Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н. А. Азиппо, Б. К. Балюк // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17 – 20.

Bibliography (transliterated): **1. Chajnov N. D.** Ocenka ustalostnoj dolgovechnosti porshnja transportnogo dizelja pri ciklicheskom nagruženii / N. D. Chajnov, A. V. Timohin, A. B. Ivanchenko // Dvigatelsestroenie.: – 1991. – №11. – S. 14-15. **2. Chajnov N. D.** Ocenka dolgovechnosti porshnej s uchetom polzuchesti i ustalosti / N. D. Chajnov, A. V. Timohin, A. A. Sushhinin // Vestnik MGTU. Ser. Mashinostroenie. – 1993. S.95-104. **3. Abramchuk F. I.** Osnovy povyshenija termoustalostnoj i dlitelnoj prochnosti porshnej bystrohodnyh forsirovannyh dizelej: Dis. dokt. tehn. nauk: 05.04.02 Harkov, 1990. – 317 s. **4. Pilov V. O.** Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnichij centr NTU «HPI»,; 2001. – 332 s. **5. Chajnov M. D.** Vpliv masljanogo oholodzhennja na teplovij stan porshniv DVZ / M. D. Chajnov, L. L. Mjagkov, A. V. Karenkov // Dviguni vnutrishnogo zgorjannja. – 2005. – № 2. – S. 66-70. **6. Minak A. F.** Uluchshenie pokazatelej forsirovannogo traktornogo dizelja putem regulirovanija masljanogo ohlazhdenija porshnej: avtoref. dis. na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 Harkov, 1982. – 21s. **7. Rozenblit G. B.** Teploperedacha v dizeljah / G. B. Rozenblit. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 216 s. **8. Matveenko V. V.** Vlijanie reguliruемого strujnogo masljanogo ohlazhdenija porshnja na resursnuju prochnost kromki ego kamery sgoranija / V. V. Matveenko, V. T. Turchin, V. A. Pylev, V. T. Kovalenko, S. V. Oboznyj, I. A. Nesterenko // Visnik nacionalnogo tehničnogo universitetu «Harkivskij politehničnij institut». Zbirnik naukovih prac. Tematichnij vipusk «Innovacijni doslidzhennja u naukovih robotah studentiv». - Harkiv: NTU «HPI». – 2011. №21. – S. 29-33. **9. Hidehiko Kajiwar**a An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines / Hidehiko Kajiwar, Yukihiro Fujioka, Tatsuya Suzuki, Hideo Negishi // – 2002. №23. – p. 429–434. **10.** Pat. 2174612 RF, MPK R01M1/00. Smazohnaja sistema dvigatelja vnutrennego sgoranija / Ilin B. V., Kremnev Ju. K. - №2000112819/06; Zajavl. 24.05.2000; Opubl. 10.10.2001 -4s. **11.** A.s. 1382982 SSSR, MKI R 02RZ/22, A 0133/10. Dvigatel vnutrennego sgoranija s masljanym ohlazhdeniem porshnej / Kosyrev S. P.; Mashinostroitelnyj zavod im. Dzerzhinskogo. - № 3971675/25-06: zajavl. 30.10.85; opubl. v B.I., 1988, Bjul. № 11. **12. Matveenko V. V.** Ocenka vlijanija dvuhstupenchatogo masljanogo ohlazhdenija porshnja na ego resursnuju prochnost / V. V. Matveenko, V. A. Pylev, V. T. Kovalenko, I. A. Nesterenko // Reshenija jenergojekologičeskikh pro-blem v avtotransportnom komplekse: nauch-tehn. konf. 5 - e Lukaninskie chtenija, 14 marta, 2011 g.: tezis dokl. - M.:MADI, 2011. -S. 137. **13. Azhippo N. A.** Prognozirovanie dolgovechnosti podshipnikov skolzhennija traktornyh dvigatelej na stadii ih proektirovanija / N. A. Azhippo, B. K. Baljuk // Dvigatelsestroenie. - 1985. - №8. - S. 17-20.

Надійшла (received) 27.03.2014

І. Г. ПОЖИДАЄВ, асп. НТУ «ХП»;

А. О. ПРОХОРЕНКО, д-р. техн. наук, доц. НТУ «ХП»

ПРОЕКТУВАННЯ ПНВТ ДЛЯ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ МАЛОЛІТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ НА БАЗІ ПАЛИВНОГО НАСОСА ДВИГУНА 2ДТ

З метою виконання жорстких вимог екологічності, яким повинен відповідати сучасний дизель вітчизняного виробництва, його необхідно оснастити акумуляторною паливною системою типу Common Rail. Однією з основних складових такої системи є паливний насос високого тиску, функція якого – нагнітання палива до гідроакумулятора для підтримки у останньому необхідного для кожного режиму роботи двигуна рівня тиску. У даній роботі представлено конструкцію паливного насоса високого тиску для акумуляторної системи типу Common Rail на базі паливного насоса вітчизняного виробництва дизеля 2ДТ. Вирішено задачу внести ряд конструкційних доопрацювань до існуючого насоса, що зробить раціональним його застосування у складі акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля та дозволить зменшити механічні втрати на привід паливного насоса. Наведено спосіб керування електронним регулятором (виконавчим механізмом) спроектованого паливного насоса високого тиску.

Ключові слова: паливний насос високого тиску, акумуляторна паливна система, дизель, регулятор, широтно-імпульсна модуляція.

Вступ. Серед вітчизняних дизельних двигунів, які сьогодні представлені на ринку України, є сімейство малолітражних дизелів на базі двигуна серії ДТА (ЧН8,8/8,2) виробництва КП ХКБД. На протязі багатьох років ведуться роботи по вдосконаленню конструкції, систем, технології виготовлення та підвищенню експлуатаційних характеристик дизелів даної серії [1, 10].

Зважаючи на досягнення іноземних виробників сучасних дизелів, складно не помітити, що велика увага приділяється розробленню та вдосконаленню акумуляторних паливних систем (АПС). Це пов'язано з тим, що параметри та конструктивні особливості паливної апаратури визначають такі важливі показники роботи двигуна, як паливна економічність та токсичність відпрацьованих газів, теплонапруженість деталей, динаміка процесу згоряння, максимальна потужність дизеля та ін. Саме тому суттєве вдосконалення дизеля без забезпечення оптимальних характеристик паливоподачі, є неможливим.

Важливим та складним елементом акумуляторної паливної системи дизеля є паливний насос високого тиску (ПНВТ). Його функція – нагнітання палива до гідроакумулятора для підтримки у останньому необхідного для кожного режиму роботи двигуна рівня тиску.

Мета та задачі дослідження. Враховуючи вищезазначене метою даної роботи є розроблення конструкції ПНВТ для АПС типу Common Rail на базі паливного насоса вітчизняного виробництва дизеля 2ДТ. Поставлено задачу

внести ряд конструкційних доопрацювань до існуючого насоса, що зробить раціональним його застосування у складі АПС малолітражного дизеля.

Вирішення задачі. ПНВТ відноситься до найбільш трудомістких у розробці та дорогих у створенні компонентів акумуляторних систем з електронним керуванням типу Common Rail (CR). При вирішенні задачі створення та модернізації ПНВТ для АПС типу CR необхідно розв'язати ряд проблем, серед яких [2]:

- забезпечення наповнення плунжерної порожнини на високих частотах;
- забезпечення нерозривності кінематичних зв'язків приводу плунжера;
- забезпечення заданої продуктивності та тиску на усіх розрахункових режимах;
- забезпечення працездатності підшипників втулки ексцентрика;
- забезпечення ресурсу нагнітального клапана та температурних умов роботи ПНВТ.

Важливим параметром роботи насоса є його продуктивність, яку визначають на стадії обрання основних параметрів ПНВТ таким чином [3]:

$$V_{ц}^{ПНВТ} = \frac{N_e \cdot q_e \cdot n_{ПНВТ} \cdot 2}{\rho_T \cdot n \cdot z \cdot 60}, \quad (1)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт;

q_e – ефективна витрата палива;

$n_{ПНВТ}$ – частота обертання валу паливного насоса;

ρ_T – густина дизельного палива;

n – частота обертання колінчастого валу дизеля;

z – кількість циліндрів двигуна.

Також важливим є вибір кількості робочих секцій ПНВТ. При обранні цього параметру необхідно зважати на дані аналізу доцільності застосування кількості секцій ПНВТ [3], які представлені у табл. 1.

Таблиця 1 – Аналіз доцільності застосування кількості секцій ПНВТ

Кількість секцій	Переваги	Недоліки
1	+ найбільша надійність клапанів; + зручність відведення палива; + простота ексцентрикового приведення; + жорсткість валу; + найбільший коефіцієнт подачі.	– висока нерівномірність подачі та моменту; – високі навантаження на приведення плунжерів; – вібрації від незрівноваженості.
2	+ надійність клапанів; + простота ексцентрикового приведення;	– нерівномірність подачі та моменту.
3..4	+ рівномірність подачі; + зниження навантажень на приведення плунжерів.	– відсутність уніфікації обертових втулок середніх секцій; – низька загальна надійність; – послаблення валу; – зменшення коефіцієнту подачі.

Використання у якості ПНВТ для систем СР традиційного рядного насоса безпосередньої дії має ряд недоліків серед яких:

- кулачковий привід;
- архаїчний спосіб регулювання продуктивності;
- низька загальна надійність та зайва складність конструкції.

Але треба відмітити, що рядний насос має зручну для компоновки форму, короткі з'єднувальні канали, малу кількість стиків, які потребують герметизації у складі лінії високого тиску, можливість використання традиційного обладнання при впровадженні у виробництво. Частину цих переваг має ПНВТ дизельного двигуна 2-ДТ загальний вигляд якого наведено на рис.1. Враховуючи дані табл.1, цей насос має оптимальну кількість секцій - 2.

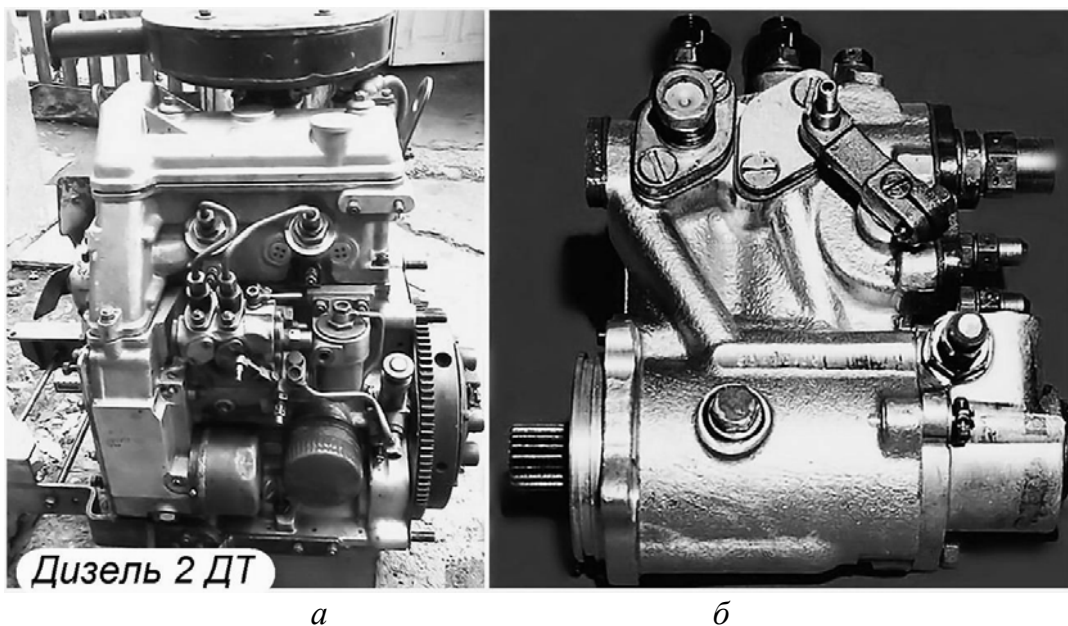


Рис. 1 – ПНВТ дизельного двигуна 2-ДТ:

а – встановлений на двигуні; *б* – загальний вигляд ПНВТ 2ДТ.

Конструктивні особливості розробленого ПНВТ.

Розроблений ПНВТ з електронним регулятором наведено на рис. 2. На відміну від ПНВТ дизеля 2ДТ безпосередньої дії з механічним регулятором у розробленій конструкції насоса рух плунжера 3 забезпечено обертанням ексцентрика 2, який встановлено на валу 1. Цей захід зумовлено рядом переваг, серед яких необхідно відмітити: зменшення кута тиску, зниження максимального контактного напруження та максимального крутного моменту на валу ПНВТ [3]. Крім того, ексцентрик більш технологічний за кулачок.

У якості найбільш навантаженого підшипника втулки ексцентрика може бути використаний підшипник ковзання або голчатий. Використання голчатого підшипника у механізмі приведення плунжера ПНВТ АПС СР має ряд переваг [2]:

- можливість роботи при високих частотах обертання (до 8000 хв^{-1});
- висока радіальна вантажопідйомність при малих розмірах та без використання дорогих матеріалів;
- знижені витрати мастильних матеріалів, простота змащування;
- можливість роботи під час високих навантажень на малих частотах;
- мала чутливість до вязкості мастила;
- простота виготовлення та відносно низька вартість.

Враховуючи зазначені переваги ексцентрик встановлено на валу з використанням голчатих підшипників.

Насосні секції мають дезаксаж, що дозволяє знизити момент, який перекошує плунжер 3 у втулці 4 та як наслідок запобігає його заклиненню.

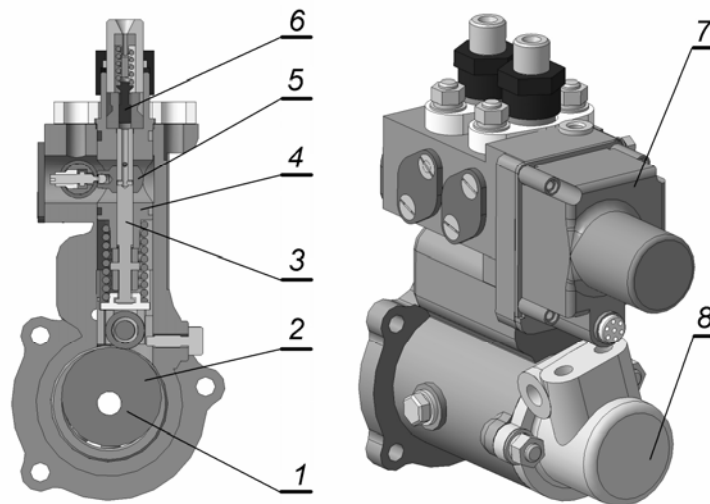


Рис. 2 – Рядний, двосекційний ПНВТ з електронним регулятором для акумуляторної системи малолітражного дизеля: 1 – ексцентриковий вал; 2 – ексцентрик; 3 – плунжер; 4 – втулка плунжера; 5 – дозатор; 6 – нагнітальний клапан; 7 – електронний регулятор; 8 – паливopідкачуючий насос.

У ПНВТ CR використовують різноманітні види нагнітальних клапанів, але в будь якому випадку у їх конструкції поясok розвантаження повинен бути відсутнім. До базової конструкції нагнітальних клапанів ПНВТ 2ДТ входить такий поясok, тому при проектуванні прийнято рішення встановити малогабаритний клапан 6 грибкового типу без пояска розвантаження. Зміна початку нагнітання відбувається за допомогою електронного регулятора 7, який визначає положення дозатора 5.

Регулювання продуктивності ПНВТ відбувається за допомогою зміни початку активного ходу плунжера в залежності від режиму роботи дизеля, це дозволяє знизити втрати на привід ПНВТ [4,5]. На відміну від базової конструкції, насос укомплектовано електронним регулятором, замість механічного. Виконавчий електронний механізм наведено на рис. 3. Його

закріплено безпосередньо на корпусі ПНВТ. Керування відбувається за допомогою електронного блока, який отримує сигнали відповідних датчиків, розташованих на дизелі, та опрацьовує їх відповідно до заданої програми.

Величина циклової подачі палива визначається, як і у рядних ПНВТ з механічним регулюванням - положенням рейки насоса. Для визначення переміщення рейки, до складу електронного регулятора включено датчик ходу рейки ПНВТ 5.

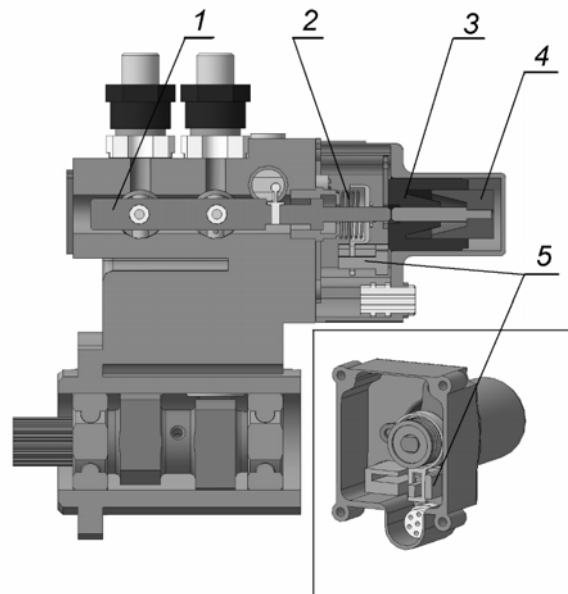


Рис. 3 – Електронний регулятор ПНВТ (виконавчий механізм): 1 – рейка ПНВТ; 2 – пружина регулятора; 3 – електромагніт; 4 – якір; 5 – датчик ходу рейки ПНВТ.

Електромагніт 3 виконавчого механізму при подачі на нього напруги, переміщує якір 4 та долає супротив зворотної пружини регулятора 2. Зі збільшенням сили струму регулювання якір зсуває рейку ПНВТ 1 у напрямку зміни циклової подачі. Таким чином відбувається відповідне встановлення рейки в необхідне положення від нульової до максимальної циклової подачі.

Керування електромагнітом відбувається на основі зміни сигналу широтної імпульсної модуляції (ШІМ). Графік сигналу ШІМ наведено на рис. 4.

Переміщення рейки (x) залежатиме від скважності електричного імпульсу, який подається на котушку електромагніта. Даний процес описується передаточною функцією вигляду:

$$x = \frac{F_{np}}{m \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + K}, \quad (2)$$

де F_{np} – приведена (сумарна) сила, прикладена до системи (електромагніту, попередньої затяжки пружини),
 m , C , K – фізичні параметри системи (маса, коефіцієнт дисипації, жорсткість).

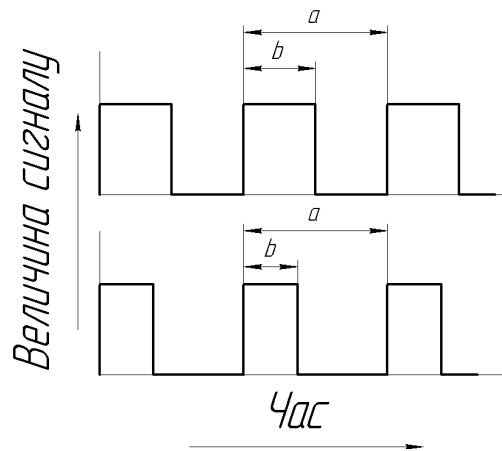


Рис. 4 – Графік сигналу широтної імпульсної модуляції:
 a – постійна частота сигналу; b – змінний час включення.

На графіку сигнали сталої частоти зі змінним часом включення мають прямокутну форму. Сила струму при подачі сигналу завжди постійна. Але ефективна сила струму, яка впливає на роботу якоря виконавчого механізму, залежить від співвідношення тривалості включеного та вимкненого стану електромагніта. Менший час включення створює меншу ефективну силу струму, а більший час – більшу. Частота сигналів також впливає на роботу виконавчого механізму. Такий спосіб регулювання зменшує можливі неполадки, особливо при малому струмі. Електромагнітний привід з керуванням по ШІМ має мінімальну інерційність при помірному споживанні енергії та відносно простій конструкції [6,7,9].

Висновки. Результатом роботи є ескізний проект ПНВТ, одна із суттєвих переваг якого - зменшення втрат потужності на привід. Це досягається шляхом введення регулювання його подачі по активному геометричному ходу плунжера. Подальший напрямок роботи пов'язаний з розробленням заходів для проведення випробувань розробленого ПНВТ на безмоторному стенді з метою визначення його основних характеристик та виявлення переваг та недоліків запропонованого зразка.

Список літератури: 1. Грицюк А. В. Совершенствование конструкции топливной системы автотракторного дизеля для улучшения её работы в условиях зимней эксплуатации / В. А. Грицюк, В. Г. Кондратенко, Г. А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – Х. : ХПИ. 2006. – №1. – С.109-114. 2. Грехов Л. В. Теория и практика проектирования топливного насоса высокого давления для системы Common-Rail / Грехов Л. В., Борисенко Н. Е., Потапов А. И., Малкин А. В., Рогов В. С., Фонов В. В., Миронычев М. А., Павельев В. Н., Ильичев А. Г. // Сб. науч. тр. по матер. Межд. конф. Двигатель-2007, посв. 100-летию школы двигател. МГТУ им. Н.Э. Баумана – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 284-289. 3. Грехов Л. В. Топливная аппаратура

и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 344. **4.** Прохоренко А. А. Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля / Прохоренко А. А., Грицюк А. В., Врублевский А. Н., Щербаков Г. А. // Двигатели внутреннего сгорания. – Х. : ХПИ. 2010. – №1. – С.12-17. **5.** Врублевский А. Н. Энергетические затраты на привод ТНВД дизеля с аккумуляторной топливной системой. Врублевский А. Н., Прохоренко А. А., Пожиддаев И. Г., Мешков Д. В., Тимченко А. И. // Автомобильный транспорт, сборник научных трудов. – 2012. – № 30. – С. 90-95. **6.** Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулём», 2004. – 480 с. **7.** Грехов Л. В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail : Учеб. пособие. М. : Изд-во МГТУ, 2000. – 64 с. **8.** Казачков Р. В. Проектирование топливных систем высокого давления дизелей : учебное пособие / Р. В. Казачков. – Х. : ХГПУ, 1994. – 308 с. **9.** Блинов А. Д. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А. Д. Блинов, П. А. Голубев, Ю. Е. Драган и др.; под ред. В. С. Папонова, А. М. Минеева. – М. : НИЦ «Инженер», 2000. – 332 с. **10.** Грицюк А. В. Выбор параметров гидropневмомеханического регулятора автомобильного дизеля для реализации принципа адаптивного управления топливоподачей / А. В. Грицюк, А. Л. Григорьев, А. Н. Врублевский, С. Б. Сафонов, А. А. Овчинников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – №54 (1027). – С. 87-101.

Bibliography (transliterated): **1.** Gricjuk A. V. Sovershenstvovanie konstrukcii toplivnoj sistemy avtotraktornogo dizelja dlja uluchshenija ejo raboty v uslovijah zimnej jekspluatacii / V. A. Gricjuk, V. G. Kondratenko, G. A. Shherbakov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – H. : HPI. 2006. – №1. – S.109-114. **2.** Grehov L. V. Teorija i praktika proektirovanija toplivnogo nasosa vysokogo davlenija dlja sistemy Common-Rail / Grehov L. V., Borisenko N. E., Potapov A. I., Malkin A. V., Rogov V. S., Fonov V. V., Mironychev M. A., Pavelev V. N., Ilichev A. G. // Sb. nauch. tr. po mater. Mezhd. konf. Dvigatel-2007, posv. 100-letiju shkoly dvigatel. MGTU im. N.Je. Bauman – M. : MGTU im. N.Je. Bauman, 2007. – S. 284-289. **3.** Grehov L. V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej / L. V. Grehov, N. A. Ivashhenko, V. A. Markov. – M. : Legion-Avtodata, 2004. – 344. **4.** Prohorenko A. A. Osnovy podhoda k razrabotke konstrukcii i principa upravlenija TNVD akumuljatornoj toplivnoj sistemy dizelja / Prohorenko A. A., Gricjuk A. V., Vrublevskij A. N., Shherbakov G. A. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – H. : HPI. 2010. – №1. – S.12-17. **5.** Vrublevskij A. N. Jenergeticheskie zatraty na privod TNVD dizelja s akumuljatornoj toplivnoj sistemoj. Vrublevskij A. N., Prohorenko A. A., Pozhidaev I. G., Meshkov D. V., Timchenko A. I. // Avtomobilnyj transport, sbornik nauchnyh trudov. – 2012. – № 30. – S. 90-95. **6.** Sistemy upravlenija dizelnymi dvigateljami. Perevod s nemeckogo. S40 Pervoe russkoe izdanie. – M. : ZAO «KZhI «Za ruljom», 2004. – 480 s. **7.** Grehov L. V. Akkumuljatornye toplivnye sistemy dvigatelej vnutrennego sgoranija tipa Common Rail : Ucheb. posobie. M. : Izd-vo MGTU, 2000. – 64 s. **8.** Kazachkov R. V. Proektirovanie toplivnyh sistem vysokogo davlenija dizelej : uchebnoe posobie / R. V. Kazachkov. – H. : HGPU, 1994. – 308 s. **9.** Blinov A. D. Sovremennye podhody k sozdaniju dizelej dlja legkovyh avtomobilej i malotonnazhnyh gruzovikov / A. D. Blinov, P. A. Golubev, Ju.E. Dragan i dr.; pod red. V. S. Paponova, A. M. Mineeva. – M. : NIC «Inzhener», 2000. – 332s. **10.** Gricjuk A. V. Vybory parametrov gidropnevмомеханического регулятора авtomobilного дизеля длja realizacii principa adaptivного управления топливopодачей / A. V. Gricjuk, A. L. Grigorev, A. N. Vrublevskij, S. B. Safonov, A. A. Ovchinniov // Vistnik NTU «HPI». Serija : Matematichne modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah. – Harkiv : NTU «HPI», 2013. – №54 (1027). – S. 87-101.

Надійшла (received) 20.03.2014

О. В. ТРИНЬОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;

О. М. КУЛІШ, студент, НТУ «ХПІ»;

О. П. МОГИЛЬНИЙ, студент, НТУ «ХПІ»

ОЦІНКА ЖОРСТКОСТІ ТАРІЛКИ КЛАПАНА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ В БЕЗМОТОРНОМУ ЕКСПЕРИМЕНТІ

Робота спрямована на підвищення точності та достовірності моделювання теплонапруженості стану деталей клапанного вузла форсованих автотракторних дизелів з використанням кінцевої елементної вузлової математичної моделі. Важливу роль у формуванні напружено-деформованого стану клапана в умовах експлуатації грає механічна складова від сил тиску газів в циліндрі ДВЗ. Коректне завдання граничних умов задачі механіки, вибір схеми закріплення деталі дозволяють оцінити реальний розподіл складових напружено-деформованого стану, намітити шляхи його поліпшення. Одним з таких шляхів може стати раціональний вибір конструктивного параметра – жорсткості тарілки клапана. Підвищення жорсткості тарілки клапана, як показали проведені дослідження, істотно підвищує моторесурс клапана і його надійність.

Ключові слова: моделювання, теплонапружений стан, клапан, клапанний вузол, математична модель, напружено-деформований стан, граничні умови, жорсткість тарілки клапана, безмоторний експеримент, статичне навантаження.

Вступ. Однією з важливих вимог до деталей камери згоряння (КЗ) сучасних, форсованих автотракторних ДВЗ є висока надійність, достатній моторесурс. Значний вплив на моторесурс деталей клапанного вузла мають процеси зношення в спряженні тарілка клапана – сідло. Процеси зношення в цьому спряженні, як доводять численні дослідження цієї проблеми, залежать від сукупності технологічних, експлуатаційних та конструктивних факторів. Зупинимось на конструктивних факторах, зокрема жорсткості тарілки. Деформація тарілки клапана під дією термічних і механічних навантажень в значній мірі залежить саме від жорсткості. Зі зменшенням жорсткості тарілки згинальні напруження в стрижні клапана зменшуються, але при цьому збільшується циклічна деформація тарілки в зоні опорної фаски при прикладенні сили тиску газів, її номінальної величини P_z . Підтвердження такого висновку знаходимо, наприклад, в роботах [1, 2].

Прискорене зношення опорної фаски клапана і сідла в головці циліндрів автори [1] пояснюють відносним просковзуванням контактуючих деталей в спряженні внаслідок деформації тарілки з недостатньою жорсткістю під дією газових сил. Доводиться також, що прискорене зношення сідел впускних клапанів (більший діаметр тарілки, менша жорсткість) у порівнянні з випускними пов'язане не з погіршенням повітроочищення, а зі зменшеною жорсткістю тарілки впускного клапана. З використанням розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» математичної моделі теплонапруженого стану

(ТНС) клапанного вузла швидкохідного дизеля стало можливим проведення детального аналізу ТНС випускного клапана, визначення шляхом математичного моделювання та безпосередньо в експерименті впливу механічної складової на пружньодеформований стан тарілки клапана. При цьому розглядалися конструктивні варіанти з різною жорсткістю тарілки. Крім того, проведення безмоторного експерименту з механічним навантаженням клапана дало змогу переконатися у правильному виборі схеми закріплення клапана, від якої залежить достовірність усіх послідовних висновків.

Аналіз публікацій. Безмоторні експерименти для уточнення напружено-деформованого стану деталей ДВЗ, визначення конструктивних факторів, які впливають на його формування, є важливим елементом в процесі доведення, оптимізації конструкції теплонапружених деталей форсованих ДВЗ. Для підтвердження можна навести декілька прикладів [3, 4, 5].

Так в роботі [3] наводиться опис методики прискорених випробувань шатунів форсованого швидкохідного дизеля 5ТДФ. У процесі тривалих експлуатаційних випробувань шатуни руйнувалися по стрижню. При цьому шатун руйнувався в зоні верхньої головки, руйнування мало утомний характер й починалося на поверхні маслопідвідного каналу. Для визначення реальних напруг у стрижні шатуна на лабораторному стенді була проведена статична тензометрія, яка засвідчила, що при стиску шатуна в середній частині двотавра виникають розтягуючі напруження. Для прискорення випробувань та визначення дієвих заходів щодо усунення дефектів було призначено знакопостійний цикл з $P_{\max}=45$ т (в реальних умовах – 12,5 т). Шатун для випробування вставлявся в пристосування, в якому палець верхньої головки шатуна мав дещо менший діаметр, ніж розточення цієї головки шатуна. Вкладиші нижньої головки не застосовували, нижня головка опиралась на полувал. При безмоторному моделюванні навантаження розвиток і характер дефекту – тріщини повністю співпадав з експлуатаційними.

Опис методів безмоторного моделювання напружено-деформованого стану поршнів автотракторних ДВЗ для уточнення граничних умов задачі механіки знаходимо, наприклад, в роботах [6, 7, 8, 9, 10].

В дослідженні [6] для уточнення схеми закріплення тонкостінного поршня швидкохідного автомобільного ДВЗ проводився спрощений розрахунок напружено-деформованого стану без врахування термічної і динамічної складових. Такі спрощення автори [6] пояснюють і аргументують тим, що для такої конструкції температурні навантаження несуттєво впливають на розподіл напружень в тілі поршня. В даному випадку безмоторний експеримент слугував для визначення площі і форми зони

контакту пар: поршневий палець – бобишка поршня; юбка поршня – стінка гільзи циліндра. Імітація силового навантаження поршня в циліндрі ДВЗ здійснюється за рахунок стискання мастила спеціальним навантажувальним поршнем, який переміщується в циліндрі на зустріч досліджуваному поршню. Величина тиску контролюється манометром, зєднаним з циліндром мідною трубкою. Навантаження поршня проводять у відповідності з обраними режимами роботи двигуна для характерних точок, взятих з індикаторної діаграми, поточного положення поршня і шатуна. Таким чином, проводиться статичне навантаження нерухомо закріпленого поршня без підведення теплоти. Поршень у циліндрі ущільнений гумовими кільцями і препаровано тензодатчиками [6].

В роботі [1] наводиться опис безмоторного експерименту, проведеного для визначення деформації тарілки клапана при прикладенні статичного навантаження. При підготовці власного дослідження жорсткості тарілки клапана були враховані в основному рекомендації [1]. Як слідує з [1], клапан встановлювали в спеціально розробленому корпусі, який в зоні спряження сідло – клапан повторював за своєю геометрією конструкцію серійної головки циліндрів. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила під тарілкою контролювався манометром, а деформації тарілки в окремих точках тороїдальної поверхні клапана контролювали мікрометричним індикатором [1]. Як було встановлено в роботі [1], величина прогинання тарілки суттєво змінювалася лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки, тому було б доцільно зосередити вимірювання саме в цій зоні.

Мета і постановка задачі. Мета роботи – підвищення надійності, збільшення моторесурсу деталей клапанного вузла швидкохідних автотракторних дизелів.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні задачі:

- підготовка і проведення безмоторного експерименту з визначенням впливу жорсткості тарілки клапана на її деформації при прикладенні механічної складової;
- математичне моделювання ТНС клапана при прикладенні лише механічного навантаження – силу тиску газів, порівняльний аналіз деформацій тарілки клапана, розрахункових та експериментальних, при необхідності внесення змін в схему закріплення клапана в задачі механіки напружено-деформованого стану;
- аналіз ТНС варіантів клапанів – серійного і дослідного зі зменшеною жорсткістю тарілки.

Безмоторний експеримент з визначення деформованого стану клапана при статичному навантаженні. Основним елементом

безмоторного стенду є складений корпус, збірне креслення якого представлено на рис. 1.

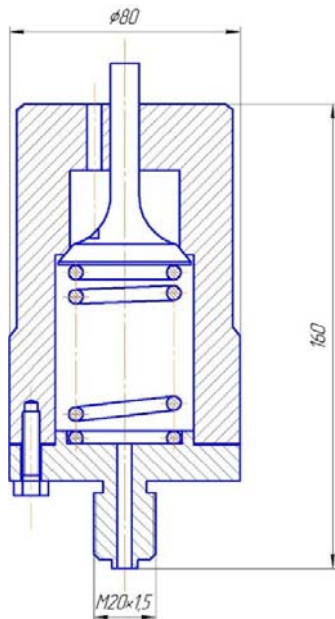


Рис. 1 – Складений корпус,
збірне креслення

Деталь – корпус повторює відповідну внутрішню конфігурацію каналів і порожнин поблизу клапанного гнізда головки циліндрів, нижня деталь – фланець служить, по-перше, для утворення герметичного об'єму під тарілкою клапана і, по-друге, для приєднання до гідравлічної системи вантажопоршневого навантажувального пристрою, в якому для контролю тиску мастила використано манометр. Для розміщення і фіксації чутливого елемента мікрометричного індикатора на тороїдальній поверхні тарілки в зоні поблизу опорної фаски клапана виконано ступінчасту вибірку. З цією ж метою в корпусній деталі виконується наскрізний отвір. Мікрометричний індикатор закріплено на складеному корпусі, для його розміщення стрижні дослідних варіантів клапанів укорочені. Загальний вид лабораторної

установки, а також дослідні зразки клапанів представлені на рис. 2 та на рис. 3.



Рис. 2 – Лабораторна установка



Рис. 3 – Дослідні зразки випускних клапанів

Для проведення експерименту були підготовлені два варіанти випускних клапанів дизеля СМД – 18Н (4ЧН12/14). Матеріал клапанів – сталь 4Х10С2М. Дообробка клапанів зводилась до укорочення стрижня, який в

даному випадку не зазнає дії клапанної пружини, як видно з рис. 1, а також на одному з клапанів був зменшений з 19 до 10 мм радіус спряження між тарілкою і стрижнем клапана. Клапан зі зменшеним радіусом спряження мав меншу жорсткість. Таким чином проводилася оцінка впливу жорсткості на деформацію тарілки поблизу опорної фаски.

Для вимірювання деформації в контрольній зоні тарілки використовувався мікрометричний індикатор (индикаторногооборотный, тип 1 – 1 МИГ ГОСТ 9696 – 82), який дозволяє контролювати переміщення з точністю до 1 мкм.

Для кожного з варіантів клапанів за допомогою вантажопоршневого пристрою здійснювалось ступінчасте навантаження зі зміною тиску від 0 до 100 кгс/см² і розвантаження в зворотному напрямку. При цьому для кожного встановленого значення тиску фіксувалась деформація – переміщення контрольної зони тарілки. Результати випробувань представлені в табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1 – Деформації контрольної зони серійного клапана
(радіус спряження $R=19$ мм).

Тиск, кгс/см ²	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Деформації, мкм	2	5	8	9,5	11	13	15	16	19	21
	5	7,5	10	12	13,5	15,5	17	19	20	21

Таблиця 2 – Деформації контрольної зони дослідного клапана
(радіус спряження $R=10$ мм).

Тиск, кгс/см ²	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Деформації, мкм	4	7	9	11	13	15	17	18	20	22
	6	8,5	11	13	15	15,5	18	20	20	22

Таким чином, за результатами прямих вимірювань можна стверджувати, що зменшення жорсткості клапана зі зменшеним радіусом спряження приводить до збільшення переміщень контрольної зони тарілки в середньому на 10 – 12% в даному діапазоні навантажень, обмеженому максимальним тиском на номінальному режимі ($P_z=9 - 10$ МПа).

Математичне моделювання ТНС клапана. В розрахунковій частині дослідження моделюється ТНС випускного клапана, як окремої деталі. Клапан вважається закріпленим по опорній фасці в зоні контакту з сідлом. Закріплення забезпечується заданням переміщення опорної поверхні клапана в напрямку нормалі $U_n=0$. При цьому використовується місцева система координат, пов'язана з опорним скінченим елементом. Контактна задача для спряження клапан – сідло передбачає використання контактної прошарку S_k , задається його товщина і жорсткість. Кінематичні зв'язки, прикладені до прошарку S_k , виключають переміщення клапана в напрямку нормалі n , але

допускають переміщення по дотичній (сили тертя, або ж нульові дотичні напруження в зоні контакту). При виконанні розрахунків використовується програмне забезпечення KROK, розробник ІПМаш НАН України.

Серія розрахунків включала, по-перше, визначення напружено-деформованого стану серійного і дослідного варіантів клапанів при прикладенні лише механічного навантаження від сили тиску газів $P_z = 9,0$ МПа, по-друге, визначення напружень та деформацій в контрольних зонах випускних клапанів з урахуванням термічної складової на номінальному режимі роботи дизеля. Для останнього випадку були використані граничні умови задачі теплопровідності, відпрацьовані і уточнені на основі моторних досліджень, які наводяться, наприклад, в роботах [11, 12]. Розглядалися такі складові напружено-деформованого стану як деформації в радіальному і в осьовому напрямках, інтенсивності напружень σ_i та компоненти тензора напружень, а саме: σ_R – радіальні, σ_z – осьові, σ_θ – колові, τ – дотичні. Аналіз ТНС було проведено для найбільш напружених ділянок на розрахунковій поверхні тарілки клапана. Розміщення контрольних точок для досліджуваних варіантів наводимо на рис. 4.

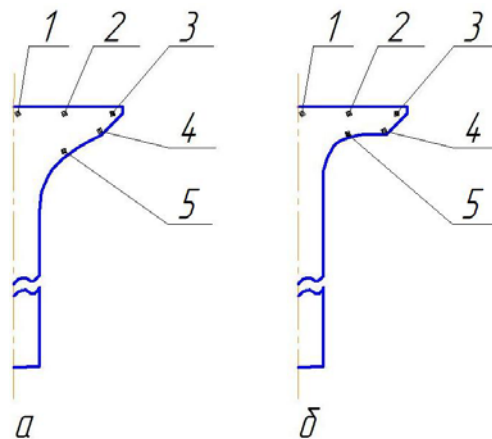


Рис. 4 – Розрахункові перетини випускних клапанів:
а – серійний; б – зі зменшеним радіусом спряження

При цьому контрольна точка 5 була обрана для порівняння деформацій, отриманих в експерименті та в розрахунках (зона ступінчастої вибірки на галтелі тарілки).

Так, якщо за результатами експерименту осьові деформації в точці 5 склали 19 – 20 мкм, то за результатами розрахункового моделювання при прикладенні такого ж навантаження вони дещо збільшилися до 22 – 23 мкм (розбіжність $\approx 10\%$). Такий результат можна вважати цілком задовільний, а вибрану схему закріплення клапана коректною.

Аналіз деформованого стану клапанів та розподілу складових напруженого стану виявив значний, переважаючий вплив термічної

складової. В цілому тепловий стан тарілки клапана не суттєво залежить від внесеної конструктивної зміни (зменшення радіуса спряження галтелі до $R=10$ мм). Максимальні температури по контрольним точкам на вогневій поверхні тарілки (т. 1 – 3) змінюються від 755 °С в центрі до 730 °С поблизу опорної фаски. Температури в точці 4 зменшуються до 690 – 700 °С, а в точці 5 маємо 710 – 715 °С. Розподіл ізоліній температур є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів зі вставними сідлами в головці циліндрів. В повній мірі проявляється недостатнє тепловідведення через вставне сідло в головку циліндрів. Як наслідок обмеженого тепловідведення, спостерігаємо її значні температурні деформації в контрольних точках. Так по вогневій поверхні тарілки маємо теплові переміщення в радіальному напрямку, які змінюються від 15 мкм в центрі тарілки (точка 1) до 170 мкм на периферії (точка 3). В осьовому напрямку на цій же поверхні тарілки теплове розширення складає 160 – 167 мкм. Теплові деформації в точці 5 також значні і для варіантів клапанів в осьовому напрямку складають 90 – 100 мкм, а в радіальному 80 – 90 мкм. Відмінності в теплових деформаціях для дослідних варіантів не виходить за межі 2 – 5 мкм, що засвідчує в даному випадку несуттєву роль досліджуваного конструктивного параметра – радіуса спряження R на тепловий деформований стан.

В цілому по теплообмінній поверхні клапана зі зменшеним радіусом спряження спостерігається незначне збільшення (в середньому на 8 – 10%) температур в найбільш нагрітих зонах тарілки у порівнянні з серійним варіантом, але при цьому спостерігається зменшення температурних градієнтів як в радіальному, так і в вісьовому напрямках, що можна пояснити деяким зменшенням об'єму тарілки і вирівнюванням температур. Аналіз напруженого стану для найбільш напружених точок тарілки (т. 1 – 4) можна провести, скориставшись табл. 3 та табл. 4.

Таблиця 3 – Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах серійного клапана ($n=1800$ хв⁻¹, $N_e=73,6$ кВт), МПа

Номер точки	σ_R	σ_Z	σ_θ	τ	σ_i
1	-69,1	-9,1	-68,9	0,2	59,8
2	-81,7	-9,2	-66,1	0,7	66,0
3	-9,8	-9,4	-26,7	0,9	17,1
4	-69,1	-73,1	15,1	-43,2	116,0

Таблиця 4 – Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах дослідного клапана зі зменшеним радіусом спряження ($R=10$ мм), МПа

Номер точки	σ_R	σ_Z	σ_θ	τ	σ_i
1	-71,0	-9,0	-71,1	0,1	62,1
2	-78,5	-9,3	-67,8	0,1	64,3
3	-8,7	-9,8	-33,2	1,3	24,0
4	-53,9	-48,8	17,5	-40,8	98,7

Колові напруження для дослідного клапана (табл. 4), як і у випадку серійного клапана, відіграють визначальну роль у формуванні напруженого стану клапана. Максимальні стискаючі колові напруження ($-71,1$ МПа) спостерігаються в центрі тарілки, в той же час як для серійного клапана зона максимальних напружень такого ж рівня дещо зміщується в сторону опорної фаски. При цьому поблизу кромки дослідного клапана колові напруження збільшуються ($-33,2$ МПа у дослідного і $-26,7$ МПа у серійного). Інтенсивності напружень тарілки дослідного клапана зі сторони КЗ змінюються більш плавно. Введення конструктивної зміни – зменшеного радіусу спряження на даному установленому режимі навантаження не вносить помітних змін в розподіл осьових напружень. Стискаючі осьові напруження в нижній частині тарілки переходять в розтягуючі напруження у верхній її частині. Максимальні радіальні напруження спостерігаються, як і у випадку серійної конструкції, приблизно посередині між центром і кромкою тарілки і складають $-78,5$ МПа. Радіальні напруження в нижній частині тарілки переходять від стискаючих до розтягуючих у верхній частині, різко зменшуючись.

Висновки. Проведений безмоторний експеримент зі статичним навантаженням дослідних варіантів клапанів шляхом прямих вимірювань дозволив встановити залежність жорсткості тарілки від такого конструктивного параметра як радіус спряження. При зменшенні радіуса спряження майже вдвічі податливість (жорсткість) тарілки збільшилась на 10 – 12%. При цьому проведений розрахунковий аналіз напружено-деформованого стану контрольних варіантів не виявив суттєвих змін як у тепловому, так і у напруженому стані тарілки. Можна відзначити переважаючий вплив термічної складової на рівень сумарних деформацій тарілки. В подальшому передбачається пошук інших конструктивних, технологічних факторів, які б в більшій мірі впливали на жорсткість клапана, зокрема, і на моторесурс клапанного вузла в цілому.

Список літератури: 1. Еременко Б. С. Аналитическое и экспериментальное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров / Б. С. Еременко., И. Л. Рудерман // Двигатели внутр. сгорания. – 1969. – №1 – с.97 – 104. 2. Балюк Б. К. Надежность механизмов газораспределения быстроходных дизелей / Б. К. Балюк, А. Е. Божко. – М. : «Машиностроение», 1979. – 160 с. 3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 томах. т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко., М. К. Рязанцев., А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 288 с. 4. Оценка износостойкости цилиндров двигателей ГАЗ и ЗМЗ методом ускоренных стендовых испытаний / И. Б. Гурвич. – «Автомобильная промышленность», 1971, №11. 5. Заявка № 200902605 (Україна). Пристрій для випробування клапанів двигунів внутрішнього згоряння. G01N 15/00, від 23.03.2009. 6. Зотов А. А. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / Зотов А. А., Гусев Ю. А., Белогуб А. В. // Двигатели внутр. сгорания. – 2007. – №1. – с. 38 – 43. 7. Разработка

конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора. / *А. И. Ворожейнов* // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков : ХИИТ, 1990. **8.** Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / *Ю. А. Гусев, Д. Ф. Симбирский, А. В. Белогуб, А. А. Зотов* // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2002. Вып. 34. – С. 185-187. **9.** Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / *А. А. Зотов* // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2003. Вып. 42/7. – С. 165-167. **10.** Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / *А. В. Олейник, А. А. Зотов, Ю. А. Гусев, А. В. Белогуб* // *Вестник двигателестроения. Научно-техн. журнал*. – Запорожье, ОАО "Мотор Сич", 2004. №2 – С.109-112. **11.** *Тринева А. В.* Оценка влияния геометрии тарелки клапана на теплонапряженное состояние выпускных клапанов / *А. В. Тринева, А. Н. Абраменко, И. А. Москалев* // *Двигатели внутр. сгорания*. – 2005. – №2. – с.76 – 78. **12.** *Тринева А. В.* Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.04.02 / *Тринева А.В.* – Х. – 1995 – 24 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Eremenko B. S.* Analytical and experimental determination of the stiffness of the valve disc and its effect on the wear of the cylinder head slot / *B. S.Eremenko., I. L.Ruderman.* // *Engine inside combustion*. – 1969. – № 1 – p.97 – 104. **2.** *Baluk B. K.* Reliability mechanisms naturally speed diesels / *B. K.Baluk, A. E.Bozhko.* – M. : "Engineering", 1979. – 160. **3.** *Marchenko A. P.* Internal combustion engines : a series of textbooks in 6 volumes. v.2. Tweak designs uprated engine land transport vehicles / *A. P. Marchenko., M. K. Ryazancev., A. F. Shekhovtsov.* – Kharkov : Flag, 2004. - 288. **4.** Evaluation of wear resistance cylinder gas engine and method ZMZ accelerated test bench / *I. B.Gurvich.* – "Automobile industry", 1971, № 11. **5.** The application number 200902605 (Ukraine). Device for testing valves of internal combustion engines. G01N 15/00, dated 23.03.2009. **6.** *Zotov A. A.* Development and scientific substantiation methods of effective design of the internal combustion engine pistons / *Zotov A. A., Gusev Y. A., Belogub A. V.* // *Engine inside. combustion*. – 2007. – № 1. – With. 38 – 43. **7.** Development of design and research of heat-stressed state porshneya diesel for power tractors. / *A. I. Vorozheynov* // Thesis for the degree of candidate of technical sciences. – Kharkov : HIIT, 1990. **8.** Gage to evaluate the stress- strain state of the internal combustion engine piston / *Y. A. Gusev, D. F. Simbirskiy, A. V. Belogub, A. A. Zotov* // *Aerospace and Technology*. – Kharkov, 2002. MY. 34. – S. 185 – 187. **9.** Investigation of the stress-strain state of the piston / *A. A. Zotov* // *Aerospace and Technology*. – Kharkov, 2003. MY. 42/7. – S. 165 – 167. **10.** Experimental and computational methods for determining the strength of the boundary conditions by solving the inverse problem of elasticity / *A. V.Oleinik, A. A.Zotov, Y. A.Gusev, A. V. Belogub* // *Herald engine. Scientific and Technical. magazine.–Zaporozhye, JSC "Motor Sich"*, 2004. Number 2 –P.109 – 112. **11.** *Trineva A. V.* Assessing the impact of the geometry of the valve plate on the heat-stressed condition of the exhaust valves / *A. V.Trineva, A. N. Abramenko, I. A. Moskaev* // *Engine inside combustion*. – 2005. – № 2. – P.76 – 78. **12.** *Trineva A. V.* Improving the stress-strain state of the forced exhaust valves tractor diesel engines : Author. dis. candidate. tehn. Sciences : 05.04.02 / *Trineva A. V.* – H. – 1995 – 24 p.

Надійшла (received) 01.04.2014

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 539.3

А. А. АТРОШЕНКО, асп. НТУ «ХПИ»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПЛАСТИН, СОЕДИНЕННЫХ БОЛТОВЫМ КРЕПЕЖОМ

Данная работа посвящается экспериментальному исследованию системы пластин, соединенных между собой болтовым крепежом. Особенностью данного эксперимента является учет предварительной затяжки болтового соединения и учет зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия, а также определение теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы от поперечного усилия и характера поведения сдвигов пластин относительно друг друга. Представленное исследование состоит из двух этапов. Первым этапом является сборка экспериментальной установки и подготовка системы пластин. Второй этап включает в себя проведение поэтапного нагружения системы пластин различными массами грузов и фиксация полученных результатов в виде поперечных перемещений. Экспериментальное исследование дает основу для установления более точного соответствия между изучаемыми параметрами и свойствами исследуемого объекта.

Ключевые слова: эксперимент, силос, система пластин, болтовой крепеж, сила затяжки, зазор, машиностроительная конструкция, коэффициент трения, нагрузка, сдвиг, контактирующая поверхность, деформация.

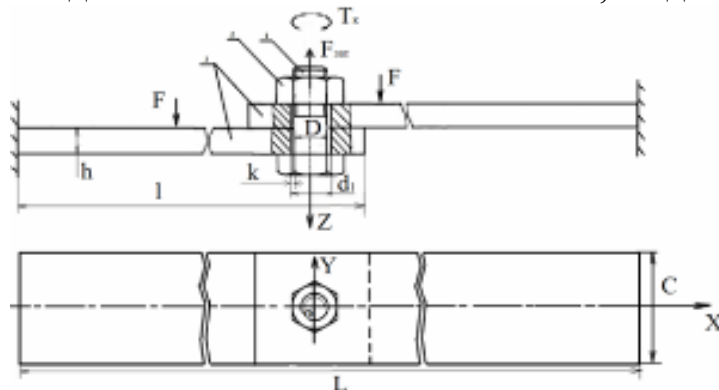
Введение. При исследовании машиностроительных конструкций могут использоваться аналитические модели, эмпирические зависимости, численные и другие методы. Каждое из этих направлений имеет свои достоинства и недостатки [1-12]. В настоящее время наиболее эффективными являются численные методы [1,2,7-12]. В общем случае, численные методы в виде твердотельного моделирования элементов механических систем с конечным числом степеней свободы и методом конечных элементов, позволяют описывать и объяснять взаимосвязи элементов изучаемой системы или объекта в относительно широких диапазонах изменения переменных величин. Однако при построении твердотельных моделей, задании граничных условий, нагрузок неизбежно введение каких-либо ограничений, допущений и т.п. Поэтому возникает задача оценки достоверности полученных результатов реальному процессу или объекту. Для этого проводится экспериментальная проверка разработанных численных моделей и полученных результатов [3-6]. Экспериментальное исследование дает основу для установления более точного соответствия между изучаемыми параметрами и свойствами исследуемого объекта.

Анализ основных достижений и литературы. На базе проведенных численных исследований представленных ранее в статьях [1, 2], **цель** которых заключалась в разработке усовершенствованной расчетной модели для анализа геометрически нелинейных контактных задач для системы двух пластин,

соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней кромке поперечным усилием, предлагается провести экспериментальное исследование для подтверждения достоверности полученных результатов.

В данной статье описываются экспериментальные исследования, цель которых заключалась в исследовании системы пластин, соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных по верхней кромке поперечным усилием, а также определение теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы от поперечного усилия и характера поведения сдвигов пластин относительно друг друга при определенной затяжке болтового крепежа.

Методика экспериментального исследования. В качестве объекта исследования является система пластин, соединенных между собой болтовым



крепежом. Схема исследуемой системы представлена на рис. 1. Геометрические параметры данной системы: длина одной пластины $l = 500$ мм, ширина $C = 50$ мм, толщина $h = 1,5$ мм, общая длина соединенных пластин $L = 960$ мм. Диаметр отверстия $d1 = 12$ мм, диаметр болта $D = 10$ мм, зазор между

Рис. 1 – Система пластин с болтовым соединением

болтом и внутренней поверхностью отверстия пластин $k = 1$ мм. Пластины изготовлены из материала Сталь 3. Болтовое соединение представляет собой следующую компоновку: болт 1 вставлен в отверстие пластин 3 с зазором и затянут гайкой 2 до момента затяжки T_k .

Прикладываемая внешняя нагрузка уравнивается силой трения в месте соединения пластин, которая возникает при затяжке болтового крепежа ($F_{зам}$ сила затяжки.) При действующей внешней нагрузки, которая будет превышать силу трения в стыке двух пластин будет наблюдаться сдвиг относительно контактирующих поверхностей пластин.

Задачи, возникшие в процессе экспериментальных исследований, в данном случае дадут ответы на следующие вопросы:

- определение характера выборки зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия в пластинах.
- характер поведения скольжения между пластинами при определенной затяжке болтового крепежа и поэтапном нагружении.
- определение максимальных вертикальных перемещений системы пластин, зависящих от силы нагружения.

Рассмотрим более детально расчетные зависимости болтового соединения [3-5]. При затягивании болтового крепежа в стержне болта возникают напряжения растяжения от силы $F_{зам}$ и силы кручения от момента затяжки T_k (рис. 1). Чтобы не произошло разрушение болта, сила затяжки не

должна превысить допустимую. Для данного случая нагружения допустимая сила затяжки :

$$[F_{зам}] \leq \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p]}{1,3}, \quad (1)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы;
 $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (2)$$

где σ_T – предел текучести материала;
 s – коэффициент безопасности.

При завинчивании гайки необходимо преодолеть моменты сил трения в резьбе T_p и на торце гайки T_T , тогда момент завинчивания равен:

$$T_k = T_p + T_T = F_{зам} \cdot 0,5d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) + F_{зам} \cdot f \cdot \frac{D_3 + d_{омв}}{4}, \quad (3)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

β – угол подъема резьбы;

ρ – приведенный угол трения;

f – коэффициент трения на торце гайки;

D_3 – наружный диаметр опорной поверхности гайки (равен размеру под ключ);

$d_{омв}$ – внутренний диаметр опорной поверхности гайки (равен отверстию под болт).

Угол трения: $\rho = \operatorname{arctg} f_p$, где f_p – коэффициент трения в резьбе. Приведенный угол трения $\rho = \frac{p}{\cos(a/2)}$, где a – угол профиля метрической резьбы; ($a = 60^\circ$; $\cos(a/2) = 0,87$).

Внешняя сила, при которой начинается сдвиг деталей F равна силам трения F_{Tp} , возникающим на поверхностях стыков деталей: $F = F_{mp} \cdot i$, где i – число стыков.

Сила трения покоя определяется по закону Кулона:

$$F_{Tp} = F_{зам} f_0, \quad (4)$$

где f_0 – коэффициент трения в стыке деталей.

Подставляя значение F_{Tp} , получим зависимость силы сдвига от силы затяжки болта:

$$F = F_{зам} \cdot f_0 \cdot i \quad (5)$$

Определив для данной силы затяжки момент завинчивания и силу сдвига, можно построить теоретическую зависимость силы сдвига от момента завинчивания [3,6]. Установка для проведения экспериментальных исследований состоит из следующих приспособлений (рис. 2-3): станина с отдельными узлами для закрепления пластин по краям (рис.2, поз.1); две пластины с отверстиями

диаметром 12 мм (рис.3, поз.4); болтовой крепеж (болт, гайка, шайба) диаметром 10 мм (рис.3, поз.3); динамометрический ключ ГОСТ 25603-83 (рис. 3, поз. 2); штангенциркуль ГОСТ 8.113-85, использовался в качестве измерительного оборудования (рис. 3, поз. 1); набор грузов по 2,5 кг (рис. 3, поз. 5); фотоаппарат, использовался для фиксации данных.

Материалы исследования. Описание проведения эксперимента. Данное исследование состоит из двух этапов: первым этапом является сборка экспериментальной установки и подготовка системы пластин. Второй этап включает в себя проведение поэтапного нагружения системы пластин различными массами грузов и фиксация полученных результатов в виде вертикальных перемещений.

Для соединения пластин между собой с концентрическим расположением отверстий были просверлены дополнительно центрирующие отверстия малого диаметра по четырем углам в месте соединения пластин. По этим отверстиям пластины фиксировались, и затем просверливалось центральное отверстие диаметром 12 мм. Для обеспечения концентрического расположения болтового крепежа в отверстиях пластин применялся пластилин, которым заполнялся зазор между болтом и внутренней поверхностью отверстия (рис. 4).

Затем с помощью динамометрического ключа, болтовой крепеж затягивался с определенным моментом затяжки, который соответствует 10 Н/м. Данный момент закручивания обеспечивает силу затяжки, равную 6600 Н. Освободив пластины от направляющих болтов, фиксируем собранную систему пластин в станине. Пластины по краям были зафиксированы болтовыми крепежами. Устанавливаем штангенциркуль для замера вертикальных перемещений.

После сборки экспериментальной установки (рис. 5) можем непосредственно перейти к проведению эксперимента и начать поэтапное нагружение системы пластин.



Рис. 2 – Станина для фиксации пластин



Рис. 3 – Оборудование для проведения эксперимента



Рис. 4 – Центровка болта



Рис. 5 – Установка для проведения эксперимента

Перед тем как нагрузить пластины, фиксируем показания замеряющего устройства в начальном положении, а затем поэтапно нагружаем систему пластин вдоль верхней кромки грузилами и фиксируем перемещения (рис. 6). Нагружение системы пластин осуществлялось в диапазоне от 0 до 650 Н.

В процессе нагружения системы пластин наблюдалось ступенчатое вертикальное перемещение пластин, которое сопровождалось неплавной выборкой зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия.

После полного этапа нагружения системы пластин и полной выборке зазора пластины освобождаем от фиксации и раскручиваем болтовой крепеж. На рис. 7 показан разобранный болтовой крепеж и наглядно виден сдвиг пластин относительно друг друга с выборкой зазора между внутренней поверхностью отверстия и болтом.



Рис. 6 – Нагружение системы пластин грузилами



Рис. 7 – Разобранный болтовой крепеж с выбранным зазором

Результаты экспериментальных исследований. Характеристики вертикальных перемещений системы пластин, полученных в ходе проведения экспериментальных исследований, представлены на графике (рис. 8).

По оси X обозначена сила нагружения в Н, по оси Y максимальные вертикальные перемещения в мм.

В ходе эксперимента было проведено пять повторных исследований для получения набора результатов и уменьшения погрешности. Вертикальные перемещения составляют около 28 мм. Во время нагружения системы пластин проявляется нелинейный сдвиг с трением между поверхностями контактирующих пластин. Определены большие продольные и поперечные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже.

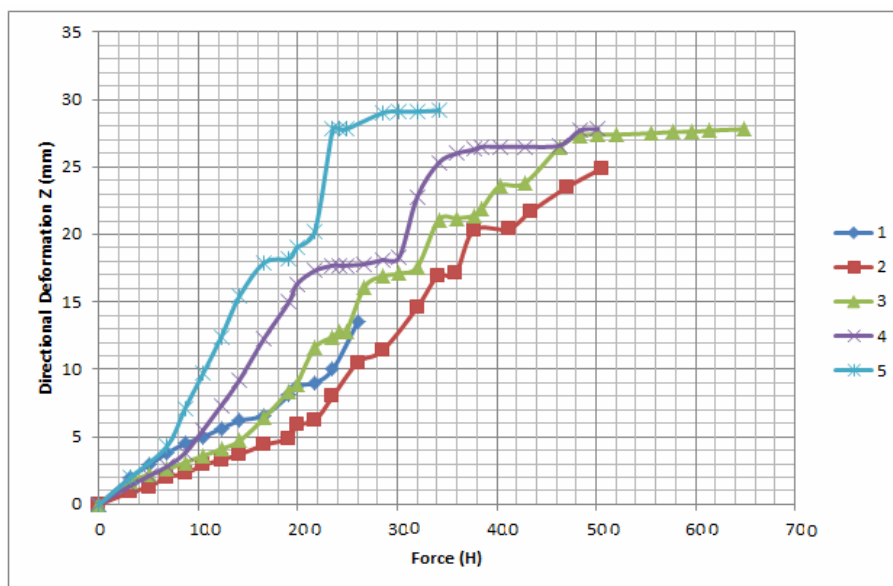


Рис. 8 – Зависимость стрелы прогиба системы пластин от действующей силы

Из графика видно ступенчатое поведение смещения пластин друг относительно друга. В начальном этапе нагружения смещение не происходит, при увеличении нагрузки возникает скачкообразное смещение пластин относительно друг друга, сопровождающееся ступенчатой выборкой зазора. При дальнейшем увеличении нагрузки (после выборки зазора) наблюдается незначительное смещение в результате деформирования пластин.

Выводы. Основываясь на полученных экспериментальных результатах, можно сделать вывод, что во время нагружения системы пластин наблюдается нелинейная ступенчатая выборка зазора, сопровождающаяся сдвигом между контактирующими поверхностями пластин. Определены большие поперечные и продольные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже.

Полученные экспериментальные результаты качественно совпадают с результатами, полученными при решении задачи в численной постановке [2, 12].

В дальнейшем планируется проведение экспериментальных исследований с плавным нагружением системы пластин с применением более точного оборудования для фиксирования поперечных перемещений, фиксирования продольных перемещений. Будет также предусмотрено применение в болтовом соединении полиуретановой шайбы, введенной с учетом обеспечения герметизации зазора.

Список литературы: 1. *Атрошенко О. О.* Обгрунтування розрахункових моделей елементів силосу / *В. Б. Третяков, И. И. Иванцов, О. В. Веретельник, О. О. Атрошенко* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. *О. О. Атрошенко.* Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом. в геометрически нелинейной постановке / *О. О. Атрошенко* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем.вип. : Машинознавство та САПР. – 2013. №1 (975). – с. 3-14. 3. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / *В. И. Анурьев* – М. : Машиностроение, 2006. – 928 с. 4. *Ращепкин С. В.* Экспериментальные исследования металлических силосов на моделях / *С. В. Ращепкин, А. А. Землянский* // Проблемы строительства, инженерного обеспечения и экологии городов : Материалы ГУ Международной научно-практической конференции. Пенза, 2002. 5. *Сазанбаев С. К.* Экспериментальные исследования металлических навивных силосов / *С. К. Сазанбаев, С. В. Салиев* // Проблемы повышения эффективности капитального строительства : Сб. науч. тр., т. I. Алма-Ата, 1983. - С. 34. 6. *Алексеев С. А.* Экспериментальное исследование нагрузок на сферические оболочки, создаваемых воздушным потоком / *С. А. Алексеев* // Расчет пространственных конструкций, вып XIII. М., 1970. - 39-42 с. 7. *Архипов В. Н.* К моделированию пологих ортотропных гибких пластин и оболочек / *В. Н. Архипов, Ю. С. Гордеев* // Сб. Расчет пространственных систем в строительной механике. Саратов : СГУ, 1972. - 25-29 с. 8. *Болтянский Е. З.* Эксплуатационная надежность элеваторов / *Е. З. Болтянский., Б. Н. Иванов* // М. : Колос, 1976. 9. *Галетов А. П.* Исследования взаимодействия зернового массива со стенками силосов из гибкого эластичного материала / *А. П. Галетов* // Диссертация на соискателя уч. степени к.т.н. Саратов : СПИ, 1972. - 345 с. 10. *Галетов А. П.* К деформациям сыпучих материалов / *А. П. Галетов* // Исследования напряженного состояния силосных сооружений. Вып.2., Саратов : СПИ, 1969. 11. *Бернштейн М. С.* Форма истечения и давления зерна в силосах / *М. С. Бернштейн* // Исследовательские работы по инженерным конструкциям. М., 1949.-С. 139-168. 12. *Короткий О. А.* Технология построения САПР цилиндрического силоса / *О. А. Короткий* // Математическое моделирование сложных технических систем : Сб. статей / Труды МГТУ №595. М., 2007. – С.3-10.

Bibliography (transliterated): 1. *Atroshenko O. O.* Obgruntuvannja rozrahunkovih modelej elementiv silosu / *V. B. Tretjakov, I. I. Ivancov, O. V. Veretelnik, O. O. Atroshenko* // Visnik NTU «HPI». Serija : Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. – № 1. – S. 139-154. 2. *O. O. Atroshenko.* Chislennoe issledovanie kontaktnyh zadach dlja sistemy plastin, soedinennyh boltovym krepzhom. v geometricheski nelinejnoj postanovke / *O. O. Atroshenko* // Visnik NTU «HPI». Tem.vip. : Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. №1 (975). – s. 3-14. 3. *Anurev V. I.* Spravochnik konstruktora-mashinostroitelja : v 3-h t. / *V. I. Anurev* – M. : Mashinostroenie, 2006. – 928 s. 4. *Rashhepkin S. V.* Jeksperimentalnye issledovanija metallicheskih silosov na modeljah / *S. V. Rashhepkin, A. A. Zemljanskij* // Problemy stroitelstva, inzhenernogo obespechenija i jekologii gorodov : Materialy GU Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii. Penza, 2002. 5. *Sazanbaev S. K.* Jeksperimentalnye issledovanija metallicheskih navivnyh silosov / *S. K. Sazanbaev, S. V. Saliev* // Problemy povyshenija jeffektivnosti kapitalnogo stroitelstva : Sb. nauch. tr., t. I. Alma-Ata, 1983. - S. 34. 6. *Alekseev S. A.* Jeksperimentalnoe issledovanie nagruzok na sfericheskie obolochki, sozdavaemyh vozdušnym potokom / *S. A. Alekseev* // Raschet prostranstvennyh konstrukcij, vyp XIII. M., 1970. - 39-42 s. 7. *Arhipov V. N.* K modelirovaniju pologih ortotropnyh gibkih plastin i obolochek / *V. N. Arhipov, Ju. S. Gordeev* // Sb. Raschet prostranstvennyh sistem v stroitelnoj mehanike. Saratov : SGU, 1972. - 25-29 s. 8. *Boltjanskij E. Z.* Jekspluacionnaja nadezhnost jelevatorov / *E. Z. Boltjanskij., B. N. Ivanov* // M. : Kolos, 1976. 9. *Galetov A. P.* Issledovanija vzaimodejstvija zernovogo massiva so stenkami silosov iz gibkogo jelastichnogo materiala / *A. P. Galetov* // Dissertacija na soiskatelja uch. stepeni k.t.n. Saratov : SPI, 1972. - 345 s. 10. *Galetov A. P.* K deformacijam sypuchih materialov / *A. P. Galetov* // Issledovanija naprijazhennogo sostojanija silosnyh sooruzhenij. Vyp.2., Saratov : SPI, 1969. 11. *Bernshtejn M. S.* Forma istechenija i davlennija zerna v silosah / *M. S. Bernshtejn* // Issledovatel'skie raboty po inzhenernym konstrukcijam. M., 1949.-S. 139-168. 12. *Korotkij O. A.* Tehnologija postroenija SAPR ilindricheskogo silosa / *O. A. Korotkij* // Matematicheskoe modelirovanie slozhnyh tehničeskich sistem : Sb. statej / Trudy MGTU №595. M., 2007. – S.3-10.

Надійшла (received) 01.04.2014

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. научн. сотр. НТУ «ХПИ»;

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПАЯНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

В данной работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, содержащие материалы с резко различающимися свойствами, таких как паяные корпуса силовых гидроцилиндров. Исследования проводились с помощью метода конечных элементов. По итогам проведенных исследований было показано, на сколько длина соединительного шва и использование различных материалов в качестве припоя влияет на напряженно-деформированное состояние всего корпуса гидроцилиндра. Также было проведено сравнение величин напряжений и перемещений исследуемых моделей паяных корпусов силовых гидроцилиндров в двухмерной и трехмерной постановках.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, паяный корпус силового гидроцилиндра, конечно-элементная модель, метод конечных элементов, футеровочный слой, соединительный шов, двухмерная и трехмерная модели.

Введение. Стремление разработчиков и производителей машиностроительной продукции повысить качество, увеличить коэффициент использования материала (КИМ), снизить стоимость обработки изделия и сохранить при этом его технические характеристики (ТХ) вынуждает прибегать к новым техническим решениям. В результате изменения этих решений получаемый объект состоит из нескольких областей, материалы которых имеют резко отличающиеся механические и физико-механические свойства. Так, например, в свое время в Харьковском НИИ технологии машиностроения было предложено вместо фрезерования силового гидроцилиндра (применяется как средство механизации технологической оснастки) изготавливать его из 2-х частей: трубной заготовки и крышки, соединяемых пайкой [1, 2].

Кроме того, для повышения антифрикционных свойств и уменьшения затрат на обработку внутренней поверхности цилиндра, контактирующей с поршнем, было предложено покрывать эту поверхность пластиком.

В результате тело гидроцилиндра состоит вместо одного материала (как в первоначальном случае сталь), из 3-х: сталь, медь (припой), пластик (футеровочный слой). А это требует проведения дополнительных исследований напряженно-деформированного состояния, поскольку сам объект существенно изменился.

При этом первоначальный цикл исследований с достаточной степенью точности можно провести с использованием осесимметричной модели.

В различных отраслях промышленности встречаются детали и элементы различных конструкций, исследование напряженно-деформированного состояния которых сводится к решению плоской или осесимметричной задачи

теории упругости. Одним из таких исследуемых объектов могут быть корпуса гидроцилиндра, которые нашли применение и является одним из важным компонент гидравлических приводов в машинах и механизмах.

Постановка задачи. Решение двумерной задачи теории упругости, а именно определение полей напряжений и деформаций, можно осуществить с помощью метода конечных элементов [3, 4]. В результате сведения исходной задачи к двумерной можно получить более качественную конечно-элементную сетку, а также существенно уменьшить время ее решения. Ранее решение данного класса задач имело ряд недостатков. Так, одним из трудоемких этапов было разбиение геометрии исследуемого объекта на конечные элементы для определения узловых значений искомой функции. А поскольку эта операция, в большинстве алгоритмов, осуществлялась не полностью в автоматизированном режиме, то неизбежно приводила к возрастанию объема работ по исследованию различных рассчитываемых вариантов конструкции, не говоря уже о том, что если исследуемая область имела сложную форму, то затруднялось варьирование конечно-элементной сетки. В связи с этим кругом проблем проводились исследования по созданию алгоритмов и программ, реализующих автоматизированное разбиение на конечные элементы исследуемых областей [5, 6, 7, 8].

Таким образом, для эффективного исследования напряженно-деформированного состояния различных элементов конструкций необходимо:

- разработать методику автоматизированного разбиения на конечные элементы исследуемых областей, причем с применением высокоточных конечных элементов;
- адаптировать разработанный алгоритм для исследования определенных исследуемых тел, в частности, силовых гидроцилиндров;
- реализовать алгоритм в виде программного кода.

С развитием программных комплексов появилась возможность автоматизировать процесс разбиения геометрии на конечные элементы. Одними из таких комплексами являются ANSYS и Workbench, позволяющие проводить автоматизировано разбиение областей исследуемых конструкций, управляя несколькими параметрами, такими как размер конечного элемента или количества их в данной области/подобласти, выбирать прямоугольный или треугольный элемент (кубический или тетра элемент для трехмерных задач). Также этот программный комплекс автоматически проводит градацию относительно количества узлов в элементе. Данный программный комплекс был использован для моделирования напряженно-деформированного состояния силовых гидроцилиндров.

С появлением паяного корпуса гидроцилиндров, изготовленных из двух частей – гильзы 1 и крышки 2 (рис. 1), удалось достичь существенной экономии материала при изготовлении (до 80%) по сравнению с ранее

применяемой технологией изготовления корпусов из цельной заготовки. В паяных корпусах при изготовлении гильз целесообразно использовать трубу с соответствующими внешними и внутренними диаметрами, а затем посредством высокотемпературной пайки при 1185°C соединять ее с крышкой (на рис.1 паяный шов 3) [9]. В качестве припоя используется, например, медная проволока марки ДКРТ 1,6 БТ М1р ГОСТ 16130-85, при этом толщина паяного шва не превышает 0,1 мм.

Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние корпусов силовых гидроцилиндров в виде тел вращения.

Естественным образом при исследовании напряженно-деформированного состояния паяного корпуса гидроцилиндра возникает ряд задач.

Цель работы. Данная работа посвящена исследованию паяных корпусов гидроцилиндра в трех частях: в первой части рассмотрение влияния длины соединительного шва на напряженно-деформированное состояние всего корпуса, во второй – напряженно-деформированное состояние корпусов при использовании различных материалов в качестве припоя в соединительном шве, в третьей – результаты исследования напряженно-деформированного состояния паяных корпусов гидроцилиндра в трехмерной и двухмерной (осесимметричной) постановках.

Материал исследований. Влияние длины паяного шва на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра. Исследование напряженно-деформированного состояния гидроцилиндров привело к появлению новых конструктивных и технологических решений, таких как паяные корпуса силовых гидроцилиндров [1, 2].

Длина шва является технологическим параметром, влияющим на сам процесс пайки. В то же время она очевидным образом влияет на напряженно-деформированное состояние корпуса в целом и самого шва. В связи с этим необходимо исследовать влияние этого параметра на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва соединения гильзы и крышки в корпусе гидроцилиндра на его напряженно-деформированное состояние рассматривалось при фиксированных параметрах, определяющих габаритные размеры корпуса. Схема поперечного сечения рассматриваемой модели приведена на рис. 1, значения параметров приведены в табл. 1.

Набор параметров d_i, z_i, h_i полностью определяет геометрию корпуса цилиндра. Здесь d_i – диаметры, z_i – высоты, h_i – толщины, футеровочного слоя и соединительного шва пайки.

При этом параметр z_4 , определяющий длину шва вдоль корпуса цилиндра, принимал следующие значения $z_4 = 14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

Внешнее нагружение было осуществлено путем прикладывания внутреннего давления, равного 10 МПа, и жесткого защемления нижней грани при $z = 0$. На рис. 2 представлено сечение корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками.

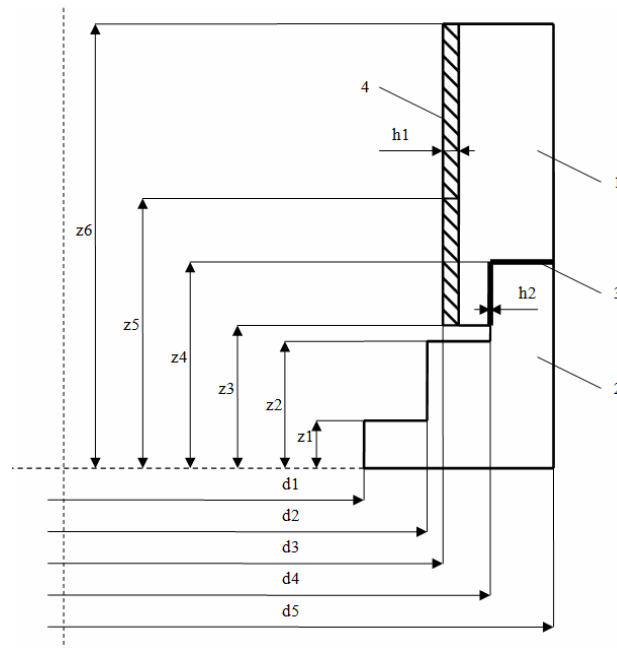


Рис. 1 – Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра
1 – трубная заготовка (гильза), 2 – донная заготовка (днище, крышка), 3 – соединительный шов (слой припоя), 4 – футеровочный слой.

Таблица 1 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	-
4	37	var	-
5	44	30	-
6	-	55	-

Характеристики материалов, используемых при расчетах напряженно-деформированного состояния элементов корпусов гидроцилиндров приведены в табл. 2.

Для проведения расчетов были построены конечно-элементные модели, которые насчитывали, в зависимости от длины шва, от 63 до 90 тыс. элементов (задача рассматривалась в осесимметричной постановке). На рисунке 3 представлены фрагменты конечно-элементных сеток для моделей с различными значениями z_4 (14,5 мм и 40 мм) вблизи соединительного шва.

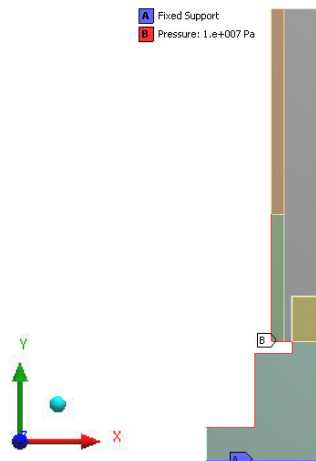


Рис. 2 – Сечение корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками

Таблица 2 – Характеристики материалов

№ исследования	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
Сталь (область 1, 2, см. рис. 1)	$2,7 \cdot 10^5$	0.29
Медь (область 3, см. рис. 1)	$1,1 \cdot 10^5$	0.32
Акрил (область 4, см. рис. 1)	$3 \cdot 10^3$	0.39

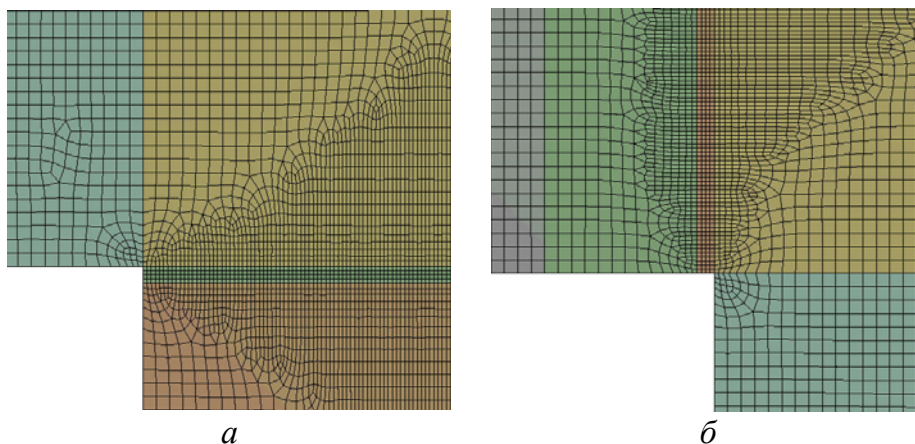


Рис. 3 – Конечно-элементная сетка вблизи шва:
а – КЭ при $z_4 = 14,5$; б – КЭ при $z_4 = 40$.

Результаты исследований. В результате проведения ряда исследований по варьированию длины соединительного шва были получены максимальные эквивалентные напряжения по von Mises и перемещения в элементах корпуса гидроцилиндра. В табл. 3 приведены значения искомых величин. Характер изменения максимальных полных перемещений вдоль внешней кромки стенки корпуса гидроцилиндра представлены на рис. 4, в мкм.

Таблица 3 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений и перемещений

№ Расчетной схемы	Значение параметра z_4 , мм	Макс. эквив. напр. по von Mises в соединит. шве, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в футеровочном слое, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в гильзе, МПа
1	14,5	28,6	4,779	45,64
2	14,65	17,1	4,780	45,69
3	20	22,8	4,783	46,09
4	25	23,1	4,784	46,31
5	40	23,2	4,782	46,31

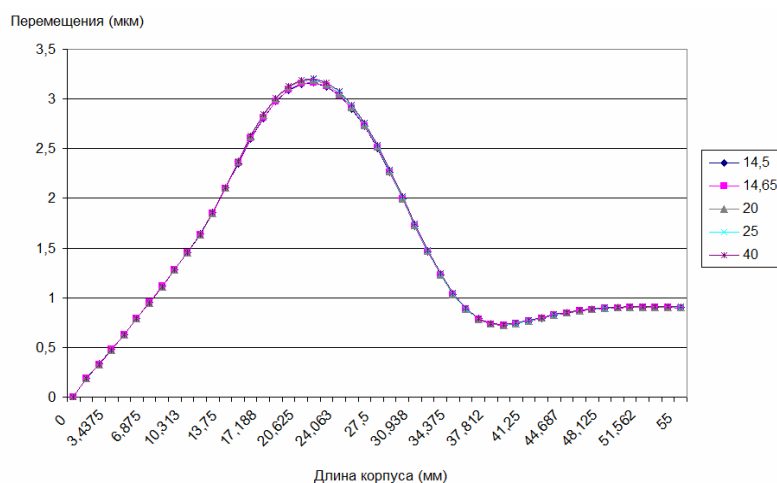


Рис. 4 – Максимальные полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса, в мм

Полученные показатели напряжений были взяты из основной части материала элементов корпусов гидроцилиндра, так как в силу геометрической формы корпуса в результате приложения нагрузки возникают концентраторы напряжений, значения в которых превышают в разы, а то и на порядки номинальных. Концентраторы напряжений для некоторых расчетных схем представлены на рис. 5. Рассмотрение напряжений в местах концентрации требует проведения дополнительных исследований; так, варьирование размером конечного элемента может привести к существенным изменениям уровня напряжений.

Из рассмотрения полученных напряжений видно, что напряжения в элементах корпуса гильзе и футеровочном слое практически одинаковы для всех расчетных моделей. Однако, из анализа полученных напряжений, возникающих в соединительном шве, видно, что для первой расчетной схемы (при $z_4 = 14,5$) напряжения наибольшие, а для второй (при $z_4 = 14,65$) – наименьшие, для остальных же моделей напряжения показали минимальный разброс между собой.

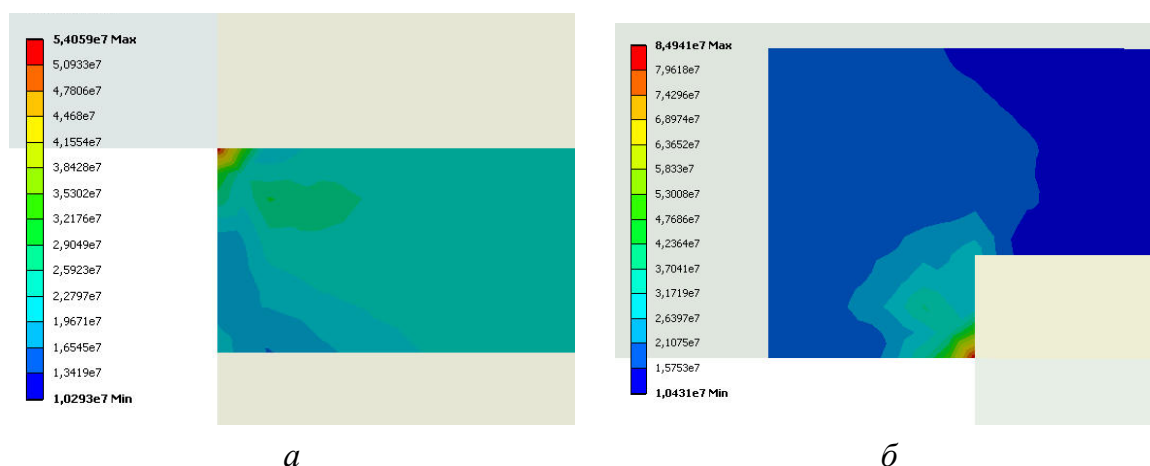


Рис. 5 – Распределение эквивалентных напряжений в районе концентратора:
а – расчетная модель 1; б – расчетная модель 2.

Из анализа полученных перемещений можно сделать вывод, а том что перемещения вдоль внешней кромки корпуса практически равны для всех расчетных схем.

Анализ полученных результатов исследования паяных корпусов гидроцилиндров при различных длинах паяного соединительного шва крышки и гильзы позволяет заключить следующее: длина шва практически не влияет на характер перемещений, возникающих во всем корпусе гидроцилиндра, а также на напряженное состояние корпуса в целом. Аналогичные выводы относительно напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндра были получены другими авторами [10].

Напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров при использовании различных материалов в соединительном шве. Одним из направлений исследований паяных корпусов гидроцилиндров было изучение влияния на напряженно-деформированное состояния изменение состава материала, используемого в соединительном шве гильзы и крышки. Для данного исследования были использованы три различных материала, а именно соответствующие по своим физико-механическим характеристикам меди, алюминию и свинцу. Физико-механические характеристики материалов приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
“Алюминий”	$7,05 \cdot 10^4$	0,34
Медь	$1,1 \cdot 10^5$	0,32
“Свинец”	$2 \cdot 10^4$	0,42

Габаритные размеры для геометрии корпуса гидроцилиндра определялись фиксированными параметрами, которые представлены в табл. 5. Геометрия и конечно-элементная модель представлены на рис. 6.

Таблица 5 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	-
4	37	25	-
5	44	30	-
6	-	55	-

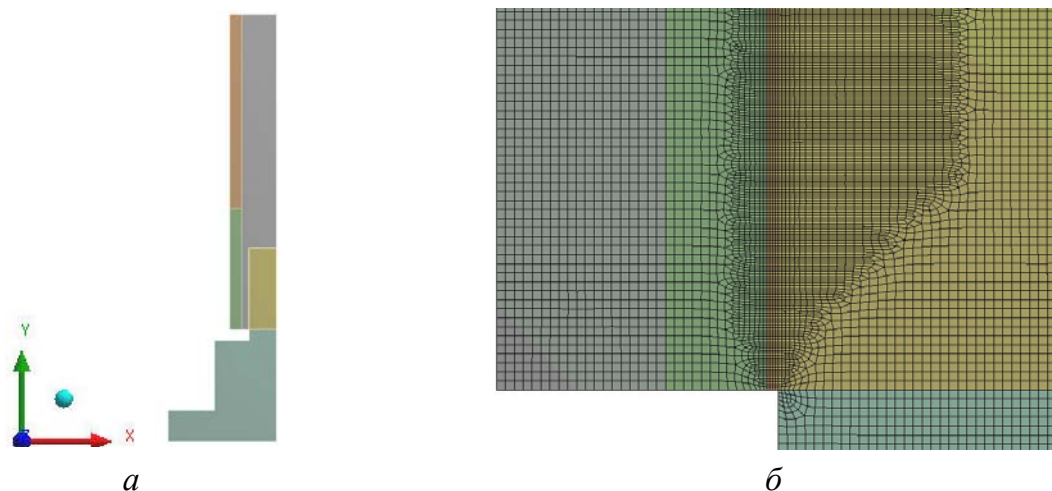


Рис. 6 – Геометрия и КЭ модель корпуса гидроцилиндра: a – геометрия; b – КЭ модель.

Максимальные напряжения в корпусе гидроцилиндра, возникающие в результате воздействия внутреннего давления 10 МПа и закрепления по нижней кромке гидроцилиндра, представлены в табл. 6. На рис. 7 представлены максимальные суммарные перемещения вдоль корпуса с внешней стороны, в мкм.

Таблица 6 – Эквивалентные напряжения и перемещения частей корпуса гидроцилиндра при различных материалах шва

Материал использ. в шве	Значение параметра z_4 , мм	Макс. эквив. напр. по von Mises в соединит. шве, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в футеровочном слое, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в гильзе, МПа
Алюминий	25	15,4	4,79	46,5
Свинец		5,14	4,79	46,9
Медь		23,15	46,31	46,31

Из анализа полученных результатов вид, что выбор материала практически не влияет на перемещения вдоль внешней кромки корпуса

гидроцилиндра, но полученные эквивалентные напряжения в соединительном шве существенно различны: вдвое напряжения в шве из меди превышают напряжения в шве из свинца, но при этом максимальные полные перемещения в корпусе со свинцовой пайкой выше, чем в корпусах с медной и алюминиевой пайкой.

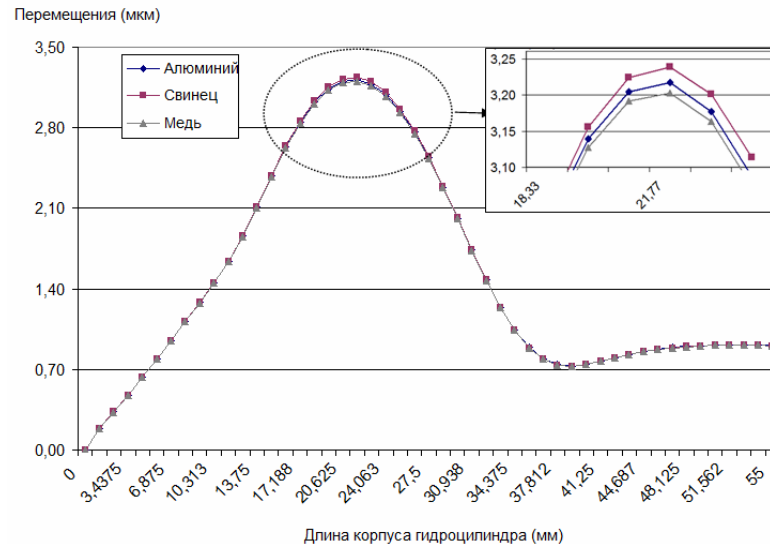


Рис. 7 – Распределение абсолютных перемещений вдоль образующей корпуса, мкм

Решение задачи по определению напряженно-деформированного состояния корпуса гидроцилиндра в трехмерной постановке. Наряду с исследованием двумерных моделей, описывающих механическое поведение силовых корпусов гидроцилиндров, была рассмотрена трехмерная модель корпуса, а точнее 1/4 часть корпуса гидроцилиндра. На рисунке 8 представлена геометрическая и конечно-элементная модели. Построенная КЭ модель насчитывает 1,6 млн. элементов и 5,2 млн. узлов. Далее на рисунке 9 представлена модель с приложенными внешними нагрузками (внутренним давлением 10 МПа и фиксированной нижней части корпуса), а также наложенной симметрией в плоскостях xOy и yOz .

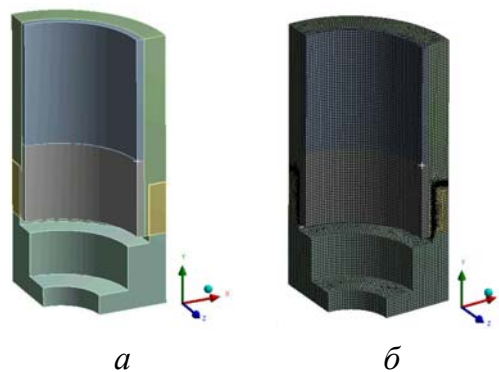


Рис. 8 – Геометрическая и конечно-элементная модели исследуемого корпуса:
 а – геометрическая модель; б – конечно-элементная модель.

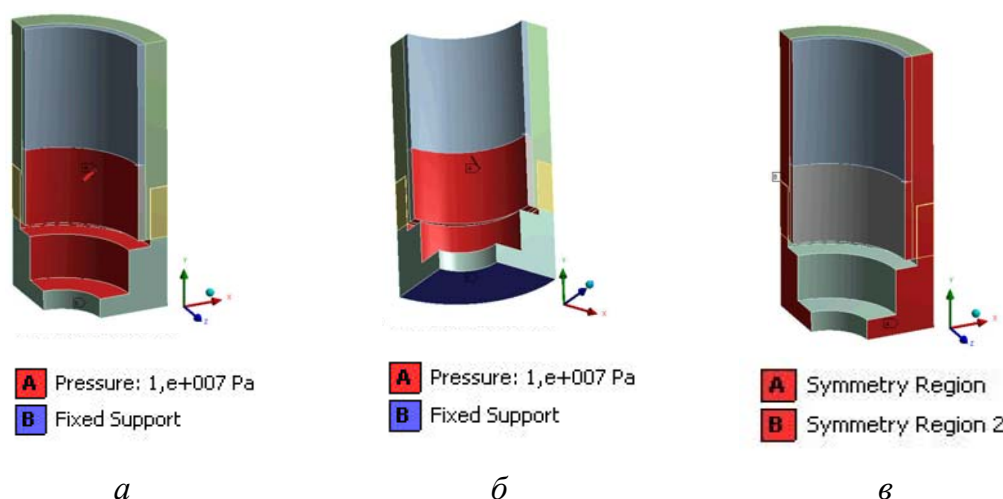


Рис. 9 –Трехмерная модель 1/4 части корпуса с приложенными внешними нагрузками и симметрией: *а* – нагрузки, проекция 1; *б* – нагрузки, проекция 2; *в* – симметрия.

Для построенной трехмерной модели были использованы геометрические параметры, представленные в табл. 1 (при фиксированном значений параметра $z_4=25$), и характеристики материалов, участвовавшие в расчетах из табл. 2. Полученные результаты для трехмерной модели были сравнены с результатами для двухмерной модели, описывающей корпус гидроцилиндра в осесимметричной постановке. В табл. 7 представлены сводные результаты вычисленных значений максимальных эквивалентных напряжений для различных частей корпуса для двух- и трехмерных постановок задачи, а также на рисунке 10 изображены максимальные полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса в мкм.

Таблица 7 – Эквивалентные напряжения для 2D и 3D моделей

Часть корпуса	Модель	Эквивалентные напряжения по von Mises, МПа
В футеровочном слое	2D	4,784
	3D	4,780
В соединительном шве	2D	23,1
	3D	23,13
В гильзе	2D	46,31
	3D	46,32

Помимо сравнения полученных результатов были рассмотрены результаты от различных конечно-элементные моделей. Из анализа конечно-элементных моделей можно сделать следующие выводы: для двухмерной модели потребовалось около 73 тыс. элементов, объединяющих 220 тыс. узлов, для трехмерной модели – 1,6 млн. элементов и 5,2 млн. узлов. При этом количество элементов в поперечном сечении корпуса в двухмерной постановке превышало более чем в 10 раз количества элементов для трехмерной

постановки. Таким образом, если привести количество элементов трехмерной постановки к двумерной по сечению, итоговое количество конечных элементов для трехмерной модели насчитывало бы более 6 млн.

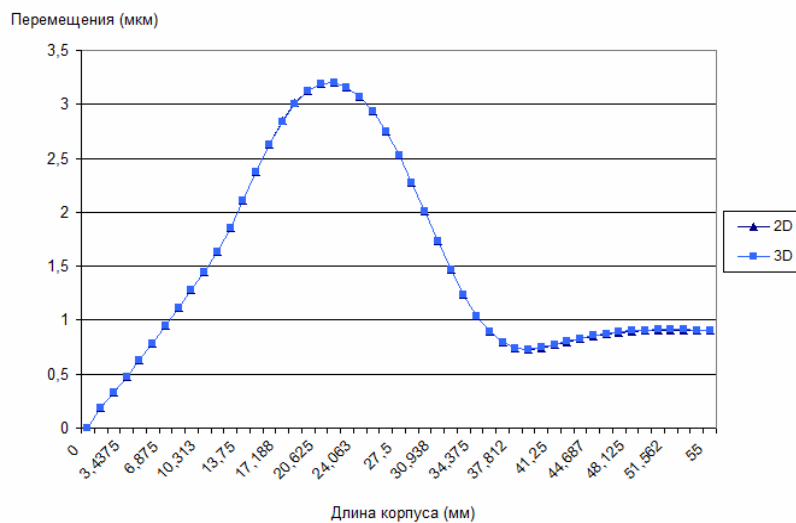


Рис. 10 – Максимальные полные перемещения для 2D и 3D постановок задачи, в мкм

Анализ результатов показал, что максимальные напряжения в различных частях корпуса практически совпадают, разница составляет менее 0,01%. Максимальные полные перемещения вдоль внешней образующей корпуса для обеих постановок близки по значениям, однако, значения полученных перемещений для трехмерной модели выше на 1,5% значений для двумерной модели.

Таким образом, можно заключить, что нецелесообразно использовать модели в трехмерной постановке, если есть возможность исследуемый объект исследовать в осесимметричной постановке, так как при использовании двумерных постановок существенно снижается общая размерность конечно-элементной модели, а также снижается время проведения самих расчетов [11, 12].

Выводы. 1. При исследовании паяных корпусов гидроцилиндров был выявлен характер напряженно-деформированного состояния корпусов под воздействием внешних нагрузок, а также влияние на него длины соединительного шва и материалов, используемых в качестве припоя.

2. Сравнение полученных результатов для двумерной и трехмерной постановок задачи показало нецелесообразность использования трехмерной постановки в аналогичных задачах из-за увеличения размерности конечно-элементной модели и времени проводимых расчетов, а также времени обработки результатов.

В дальнейшем планируется провести в полной трехмерной постановке расчет несимметричной конструкции гидроцилиндра.

Список литературы. 1. Световой О. И. Переналаживаемая оснастка для гибких производственных систем / О. И. Световой, А. С. Кобзев. – В сб.: Прогрессивная технология, переналаживаемая оснастка и инструмент. Материалы отраслевого научно-технического семинара. – Харьков, 1985. – С. 21-25. 2. Заярненко Е. И. Расчет паяных корпусов в гидроцилиндрах / Е. И. Заярненко, А. И. Боровик, Н. А. Ткачук. // Вестник машиностроения. – 1987. – № 7. – С. 37-39 3. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 4. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984. – 431 с. 5. Кравченко А. А. Автоматизированная система подготовки информации для конечно-элементных программ / А. А. Кравченко, В. Ю. Пантелеев // Вестник машиностроения, 1987, № 7, с.39-41. 6. Сакало В. И. Универсальная программа триангуляции двумерной области произвольной формы со сгущениями сетки / В. И. Сакало, А. А. Шкурин // Проблемы прочности, 1985, № 1, с.106-108. 7. Уманский С. Э. Алгоритм и программа триангуляции двумерной области произвольной формы / С. Э. Уманский // Проблемы прочности, 1978, № 6, с.83-87. 8. Уманский С. Э. Автоматическое подразделение произвольной области на конечные элементы / С. Э. Уманский, И. А. Дувидзон // Проблемы прочности, 1977, № 6, с.89-92. 9. Косенко В. В. Прогрессивная технология изготовления составных корпусов гидроцилиндров высокого давления / В. В. Косенко, А. С. Кобзев // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил, 2012, випуск 2(31), с. 114-118. 10. Косенко В. В. Исследование влияния конструктивных параметров паяных соединений на напряженное состояние корпусов гидроцилиндров методом тензометрирования / В. В. Косенко, А. С. Кобзев, А. В. Ряховский // Системи обробки інформації. – 2012. – Вип. 3(101), том 2. – С. 51-53. 11. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – №2. – С. 85-96. 12. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С. 57-79.

Bibliography (transliterated): 1. Svetovoj O. I. Perenalazhivaemaja osnastka dlja gibkih proizvodstvennyh sistem / O. I. Svetovoj, A. S. Kobzev. – V sb.: Progressivnaja tehnologija, perenalazhivaemaja osnastka i instrument. Materialy otraslevogo nauchno-tehnicheskogo seminar. – Harkov, 1985. – S. 21-25. 2. Zajarnenko E. I. Raschet pajanyh korpusov gidrocilindrov / E. I. Zajarnenko, A. I. Borovik, N. A. Tkachuk. // Vesnik mashinostroenija. – 1987. – № 7. – S. 37-39 3. Zenkevich O. K. Metod konechnyh jelementov v tehnikе / O. K. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 541 s. 4. Gallager R. Metod konechnyh jelementov. Osnovy. – M.: Mir, 1984. – 431 s. 5. Kravchenko A. A. Avtomatizirovannaja sistema podgotovki informacii dlja konechno-jelementnyh programm / A. A. Kravchenko, V. Ju. Panteleev // Vestnik mashinostroenija, 1987, № 7, s.39-41. 6. Sakalo V. I. Universalnaja programma trianguljacii dvumernoj oblasti proizvolnoj formy so sgushhenijami setki / V. I. Sakalo, A. A. Shkurin // Problemy prochnosti, 1985, № 1, s.106-108. 7. Umanskij S. Je. Algoritm i programma trianguljacii dvumernoj oblasti proizvolnoj formy / S. Je. Umanskij // Problemy prochnosti, 1978, № 6, s.83-87. 8. Umanskij S. Je. Avtomaticheskoe podrazdelenie proizvolnoj oblasti na konechnye jelementy / S. Je. Umanskij, I. A. Duvidzon // Problemy prochnosti, 1977, № 6, s.89-92. 9. Kosenko V. V. Progressivnaja tehnologija izgotovlenija sostavnyh korpusov gidrocilindrov vysokogo davlenija / V. V. Kosenko, A. S. Kobzev // Zbirnik naukovih prac Harkivskogo universitetu Povitrtjanih Sil, 2012, vipusk 2(31), s. 114-118. 10. Kosenko V. V. Issledovanie vlijanija konstruktivnyh parametrov pajanyh soedinenij na naprjazhennoe sostojanie korpusov gidrocilindrov metodom tenzometrirovaniya / V. V. Kosenko, A. S. Kobzev, A. V. Rjahovskij // Sistemi obrobki informacii. – 2012. – Vip. 3(101), tom 2. – S. 51-53. 11. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V. Reshenija zadach raschetno-jeksperimentalnogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskijh sistem // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mehanika i mashinomtroenie. – Harkov: NTU «HPI», 2004. – №2. – S. 85-96. 12. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskijh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisaniya // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mehanika i mashinomtroenie. – Harkov: NTU «HPI», 2006. – №1. – S. 57-79.

Надійшла (received) 01.04.2014

В. В. ДИОРДИЙЧУК, нач. бюро НТК ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ», Мариуполь

О НАДЕЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ ВАГОННОГО ЛИТЬЯ

Широкое распространение в отечественной и зарубежной практике изготовления вагонного литья получили автоматизированные формовочные линии, в которых транспортная система выполнена из паллет. При этом сама транспортная система является комбинированной и состоит из отдельных участков, по которым опоки, полуформы и литейные формы вместе с паллетами перемещаются по рельсовому пути, по рольгангу и по трансбордеру. В статье рассмотрены и проанализированы недостатки конструкции отдельных узлов паллеты, составляющей основу транспортной системы автоматизированных формовочных линий, применяемых в мировой практике. Разработаны усовершенствования указанных узлов, защищенные четырьмя патентами Украины и обеспечивающие требуемую надежность и долговечность в эксплуатации автоматизированных формовочных линий.

Ключевые слова: паллета, автоматизированная формовочная линия, литье, прочность, транспортная тележка, нагрузка, рама, ребро, вагонное литье, литейная форма.

Введение. В последнее время широкое распространение в отечественной и зарубежной практике изготовления вагонного литья получили автоматизированные формовочные линии, в которых транспортная система выполнена из паллет. При этом сама транспортная система является комбинированной и состоит из отдельных участков, по которым опоки, полуформы и литейные формы вместе с паллетами перемещаются по рельсовому пути, по рольгангу и по трансбордеру (передача с одной ветви конвейера на другую).

На ЧАО "АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ" (г. Мариуполь) работают две автоматизированные формовочные линии с размерами опок 2900x1700x500мм для крупного вагонного литья и одна автоматизированная формовочная линия с размерами опок 1600x1200x500мм для мелкого вагонного литья разработанная совместными усилиями фирмы "KUNKEL WAGNER" и ПАО "Азовмаш" (Украина, г. Мариуполь) [1] (рис.1).

Имеются сведения о разработке подобной линии (с размерами опок 3000x1800x500мм) фирмой "SAVELLI S.p.A." для Алтайского вагонзавода (Россия).

Постановка задачи. Паллета – неприводная специальная транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте (рис. 2).

Характерной особенностью применяемых паллет является установка на раме с одной стороны пары ребордных колес (на одном рельсе) и

безребордных колес с другой стороны. Такое техническое решение обеспечивает фиксированное (по ширине) расположение паллеты, что очень важно для взаимодействия с рядом датчиков и позиционеров АФЛ, установленных на расстоянии 3-5мм от нее. В то же время наличие пары безребордных колес на втором рельсе снижает вероятность заклинивания паллеты на рельсовом пути.

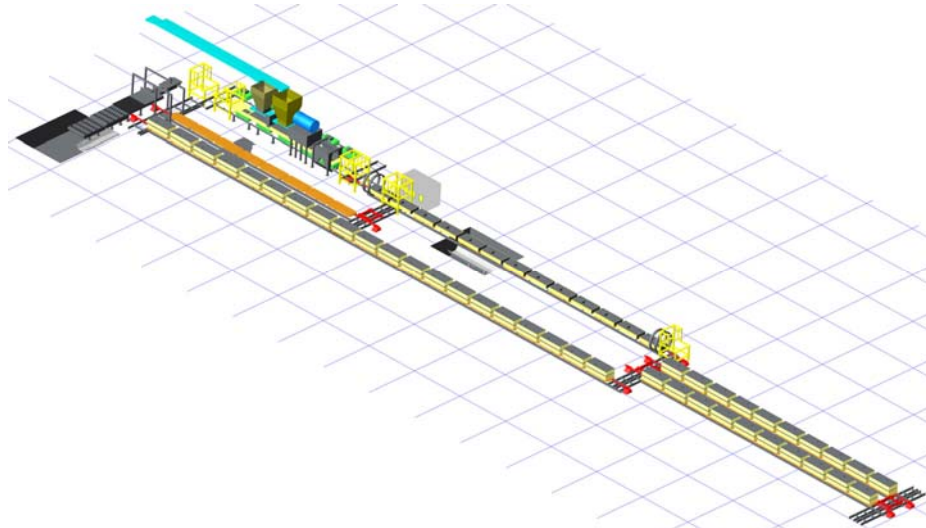


Рис. 1 – Схема автоматизированной формовочной линии

Обобщенно корпус паллеты представляет собой жесткую горизонтально ориентированную раму. На раму паллеты в процессе эксплуатации в составе формовочной линии действуют значительные нагрузки [2]:

- изгибающий момент от установленной на ней литейной формы, пригруженной технологическим грузом и залитым металлом;
- динамическое воздействие от установки на литейную форму (до заливки жидкого металла) технологического груза;
- силовая равномерно распределенная нагрузка, передаваемая на опорные колеса;
- боковая горизонтальная нагрузка от взаимодействия паллет с соседними паллетами и толкателем;
- пара сил от возникновения сил трения между ребрами колес и рельсами при искривлении последних.

Кроме того, возможно тепловое воздействие при иногда имеющих место нарушениях целостности литейной формы и прорыве из нее жидкого металла.

Многообразие действующих на раму паллеты нагрузок требует от ее конструкции повышенной надежности и долговечности, так как поломка одной паллеты может привести к длительной остановке всей автоматизированной формовочной линии.

В связи с вышеперечисленными нагрузками к раме паллеты предъявляются повышенные требования по прочности и, прежде всего, к материалу, из которого она изготовлена.

Рамы паллет, как следует из анализа мировой практики, изготавливаются литой конструкции из чугуна марки СЧ25 ГОСТ 1412-85 (EN-G/L- 250) с сохранением таких же опорных узлов, как и при паллете сварной конструкции, изготовленной из листового проката. Наибольшее опасение вызвало состояние литой чугунной рамы паллеты после длительного на нее воздействия изгибающего момента (так как предел прочности стали на изгиб значительно выше).

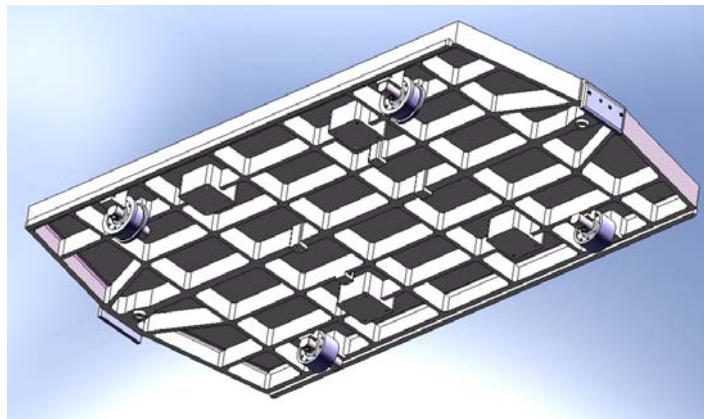


Рис. 2 – Конструкция паллеты

На ПАО "Азовмаш" наряду с литыми рамами паллет эксплуатируются рамы сварной конструкции, которые изготавливаются из низколегированных сортов сталей. Недостатками данного конструктивного решения является то, что вертикальные ребра (как поперечные, так и продольные) выполнены одинаковой толщины, в то время как значения изгибающих моментов по длине паллеты (и по ширине) неодинаковы. При этом значения возникающих в раме паллеты напряжений также неодинаковы.

Поэтому были продолжены систематические обследования состояния контура рамы, опорной плиты и узлов ее сочленения с ребрами. Результаты обследования показали отсутствие трещин и износа рамы при длительной эксплуатации паллет. По-видимому, демпфирующая способность чугуна обеспечила достаточную прочность и надежность рамы. Кроме того, было отмечено, что чугунная плита рамы оставалась без коробления при частичных прорывах жидкого металла. В то же время при прорывах жидкого металла на стальную плиту паллеты происходило приваривание его к плите и ее коробление, что требовало последующей правки и термической обработки конструкции рамы.

Однако в самых напряженных силовых узлах литой из чугуна рамы – в месте сочленения с опорными колесами – после некоторого времени

эксплуатации появлялись трещины, которые затем приводили к отламыванию части опорной стенки, следствием чего являлся выход из строя паллеты и остановка работы автоматизированной формовочной линии. То есть в этих узлах чугуна не обеспечивалась требуемая прочность. По-видимому, сказывалось также действие горизонтальной силы перемещения паллет по ветви линии в условиях некоторого искривления оси рельсового пути.

Как показал опыт длительной эксплуатации паллет, при жесткой конструкции рамы большие перегрузки испытывают узлы колес, которые передают усилия (в том числе динамические) на шариковые однорядные радиальные подшипники (№214) и через корпуса подшипников на раму. Это приводило к недостаточному сроку службы подшипника и к дополнительной динамической нагрузке на раму.

Как было отмечено выше, паллеты испытывают внешнее воздействие энергией соударения (в вертикальном и в горизонтальном направлении) и деформацией, связанной с дефектами изготовления и монтажа. Уровень “паразитных” нагрузок очень высок и, как следствие, имеет место низкая стойкость подшипников качения, а также разбивание гнезд подшипников, подушек и опорной части рамы. Для повышения запаса прочности в подобных случаях устанавливают подшипники большей грузоподъемности и значительно более дорогие. Мы тоже пытались это сделать, заменяя однорядные шариковые подшипники сферическими двухрядными и роликовыми. Но, как показала практика, подобные решения не избавляют подшипники от поломок, так как жесткость узлов увеличивается, соответственно растут и “паразитные” нагрузки.

Цель работы - совершенствование конструкции отдельных тяжело нагруженных узлов паллеты с целью повышения ее прочности и надежности в эксплуатации.

Были проработаны вопросы усиления опорных узлов рамы в месте стыковки колес паллеты.

Материалы исследований. В раму паллеты сварной конструкции в местах большего изгибающего момента к ребрам сотовой конструкции рамы паллеты приварены дополнительные плиты для создания пустотелого замкнутого контура. При этом поперечные ребра, которые размещены по обе стороны продольного ребра, смещены одно от другого на расстояние $L=b$ (1,5-2,5), где b - толщина ребра [3] (рис. 3).

Опорную часть рамы в месте установки колес выполнили в виде отдельного узла - специальной вставки, скрепленной с ребрами чугунной рамы болтовыми соединениями [4, 5] (рис. 4). Вставки изготовлены из низколегированной сортовой стали и крепятся на литую раму паллеты при помощи крепежных элементов (рис. 5).

Были также проанализированы все виды нагрузок на раму паллеты, с целью изыскания возможности уменьшения на нее силового воздействия. Прежде всего, были пересмотрены классические требования литейной технологии по массе технологического груза, необходимого для предотвращения всплывания верхней полуформы при заливке в форму жидкого металла. Рекомендуемую массу груза для данных условий 9 т уменьшили до 5 т, что снизило вертикальную нагрузку на платформу на 4 т при обеспечении сохранения геометрических размеров и качества отливки.

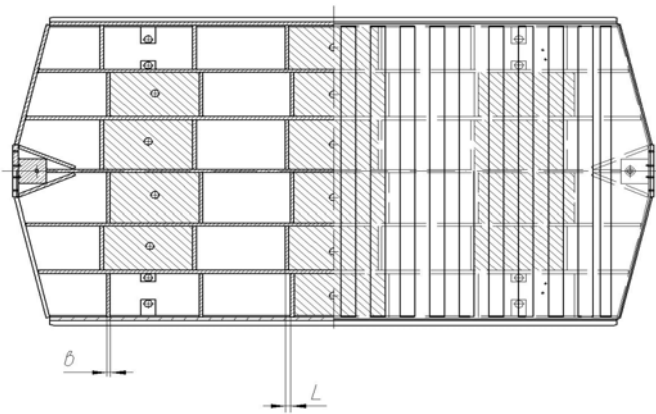


Рис. 3 – Схема совершенствования конструкции

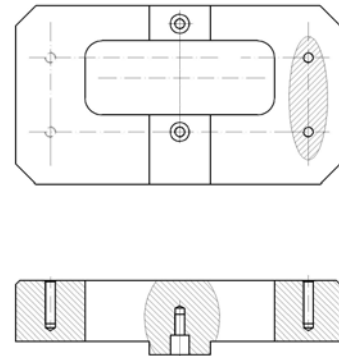


Рис. 4 – Схема установки специальной вставки

Было проработано несколько вариантов усиления узла колеса паллеты.

Первый вариант предусматривает выполнение корпуса и реборды колеса паллеты из высоколегированной конструкционной стали, и величина отношения ширины колеса к его диаметру выбрана в пределах 0,5-0,6. Это решает задачу повышения долговечности колеса путем ликвидации пластической деформации реборд колес [6].

Второй вариант предусматривает введение в жесткую систему специального активного устройства (энергоемкого элемента).

Такое устройство (амортизатор) способно снизить нагрузки в опорных узлах паллеты и повысить их функциональную прочность. В качестве амортизатора используют полиуретановые эластомеры, которые обеспечивают высокую прочность, износостойкость, стойкость к ударным нагрузкам и сохраняют высокие эластичные свойства в широком диапазоне температур от -50°C до $+120^{\circ}\text{C}$. Относительная деформация колец не более 10-15% с восстановлением своей формы.

Основываясь на этом, было разработано техническое решение, предусматривающее изменение конструкции узла колес, а именно установку между внутренней поверхностью корпуса подшипника и наружной обоймой последнего кольцевой вставки из полиуретана [7] (рис.6).

Научные и практические результаты. Введение в жесткую систему паллет демпфирующих вставок, расположенных в корпусах опорных подшипников, позволяет существенно снизить “паразитные” нагрузки на подшипники и снизить ударные нагрузки на раму паллеты.

После доработки конструкции опорной части литой чугунной рамы паллеты и установки в узлах колес демпфирующих колец в соответствии с предложенными конструктивными решениями была достигнута требуемая надежность и долговечность при эксплуатации модернизированных паллет в составе автоматизированных формовочных линий вагонного литья. Доказана практически возможность их промышленного использования наряду со сварными стальными паллетами. Для дальнейших исследований будут привлечены численные методы, основанные на соединении методов конечных элементов и обобщенного параметрического моделировании [8-12].

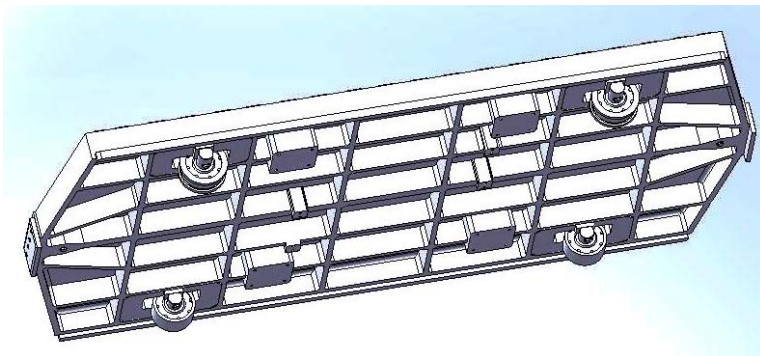


Рис. 5 – Крепление вставок на раму

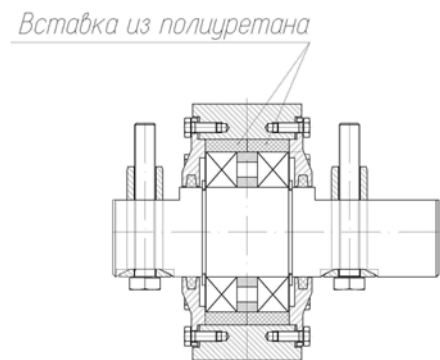


Рис. 6 – Вставка из полиуретана

Сравнение с лучшими аналогами. В мировой практике получили распространение паллеты в основном литой конструкции рамы. Отличия составляют лишь материал: это либо высокопрочный чугун с шаровидным графитом (ВЧ-600-3, ВЧ-450-5) либо из серого чугуна высоких марок, но с рамой, выполненной с усиленными ребрами. В любом случае паллеты имеют ограниченный срок службы и при возникновении изломов и трещин ремонту не подлежат. В предлагаемых же разработках рассматривается два принципиально разных варианта:

1. Паллета с рамой сварной конструкции с замкнутым контуром сот в местах максимальной нагрузки. Эти паллеты имеют большую долговечность по сравнению с литыми из чугуна паллетами.

2. Паллета с литой рамой из серого чугуна со специальными стальными вставками в районе колес. Это новшество значительно увеличило ресурс паллет.

Выводы. 1. Установлено, что литая чугунная рама паллеты, изготовленная из серого чугуна марки СЧ-25 с применением специальных стальных вставок, выдерживает действующие на нее силовые нагрузки и изгибающие моменты.

2. Разработанная конструкция специальных стальных вставок в раме в зонах ее опорных узлов и демпфирующих вставок в узлы колес позволяет повысить прочность конструкции, снизить действие “паразитных” нагрузок на подшипники и корпус рамы, а также повысить стойкость подшипников.

3. Паллеты с литыми рамами из серого чугуна после выполнения модернизации опорных узлов успешно эксплуатируются в составе двух автоматизированных формовочных линий ЧАО “АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ”.

4. Паллеты с рамами сварной конструкции с сотами замкнутого контура в местах максимальной нагрузки успешно эксплуатируются на автоматизированной формовочной линии ЧАО “АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ”.

5. Для успешной эксплуатации паллет в дальнейшем необходимо провести натурные испытания и разработать математическую модель распределения нагрузок на каждый несущий элемент рамы, что способствовало бы созданию оптимальной равнопрочной конструкции паллеты с высокой эксплуатационной стойкостью.

В дальнейшем планируется провести дополнительные исследования рам предложенных конструкций.

Список литературы: 1. Диордийчук В. В. Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья / В. В. Диордийчук, В. А. Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – №19. – С. 95-100. 2. Диордийчук В. В. Анализ силовых нагрузок и изгибающих моментов, воспринимаемых паллетами автоматизированных формовочных линий / В. В. Диордийчук, В. А. Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – №38.- С. 152-159. 3. Рама палети звареної конструкції : патент України №66497, кл. B22C21/00 / В. В. Диордийчук, В. А. Шкода, Н. А. Панибратова – Опубл. 10.01.2012, бюл.№1. 4. Диордийчук В. В. О конструктивных особенностях и опыте эксплуатации литых чугунных рам паллет в составе автоматизированных формовочных линий / В. В. Диордийчук, В. А. Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – №1. – С. 44-48. 5. Паллета автоматизированной формовочной линии : патент Украины №72582, кл. B22C19/00 / В. В. Диордийчук, С. В. Игнатенко, Н. Д. Попова и др. – Опубл. 27.08.2012, бюл.№16. 6. Колесо паллеты автоматизированной формовочной линии : патент Украины №72580, кл. B22C19/00 / В. В. Диордийчук. – Опубл. 27.08.2012, бюл.№16. 7. Колесо паллеты автоматизированной формовочной линии – патент Украины №77638, кл. B22C19/00 / Барчан Е. Н., Диордийчук В. В. – Опубл. 25.02.2013, бюл.№4. 8. Ткачук А. В., Васильев А. Ю., Мартыненко А. В., Веретельник Ю. В. Влияние конструктивных факторов на напряженно-деформированное состояние корпусов гидрообъемных передач // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Механика и машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2004. – №1. – С. 78-84 9. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Механика и машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2004. – №2. – С. 85-96. 10. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем

: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Механика и машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С. 57-79. **11.** *Литвиненко А. В., Ткачук Н. А., Васильев А. Ю., Литвин Б. Я., Шейко А. И.* Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Механика и машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – №1. – С. 155-161. **12.** *Костенко Ю. В., Ткачук Н. А., Грабовский А. В., Ткачук Н. Н.* Численный анализ влияния модели для определения силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. : Механика и машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – №2. – С. 34-48.

Bibliography (transliterated): **1.** *Diordijchuk V. V.* Transportnye sistemy avtomatizirovannyh formovochnyh linij krupnogo litja / *V. V. Diordijchuk, V. A. Shkoda* // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mashinovedenie i SAPR. – Harkov : NTU «HPI», 2010. – №19. – S. 95-100. **2.** *Diordijchuk V. V.* Analiz silovyh nagruzok i izgibajushhih momentov, vosprинимаемых palletami avtomatizirovannyh formovochnyh linij / *V. V. Diordijchuk, V. A. Shkoda* // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mashinovedenie i SAPR. – Harkov : NTU «HPI», 2010. – №38. – S. 152-159. **3.** Rama paleti zvarenoї konstrukshī : patent Ukrainy №66497, kl. V22S21/00 / *V. V. Diordijchuk, V. A. Shkoda, N. A. Panibratova* – Opubl. 10.01.2012, bjul.№1. **4.** *Diordijchuk V. V.* O konstruktivnyh osobennostjah i opyte jekspluatatsii lityh chugunnyh ram pallet v sostave avtomatizirovannyh formovochnyh linij / *V. V. Diordijchuk, V. A. Shkoda* // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mashinovedenie i SAPR. – Harkov : NTU «HPI», 2013. – №1. – S. 44-48. **5.** Palleta avtomatizirovannoj formovochnoj linii : patent Ukrainy №72582, kl. V22S19/00 / *V. V. Diordijchuk, S. V. Ignatenko, N. D. Popova* i dr. – Opubl. 27.08.2012, bjul.№16. **6.** Koleso pallety avtomatizirovannoj formovochnoj linii : patent Ukrainy №72580, kl. V22S19/00 / *V. V. Diordijchuk*. – Opubl. 27.08.2012, bjul.№16. **7.** Koleso pallety avtomatizirovannoj formovochnoj linii – patent Ukrainy №77638, kl. V22S19/00 / *Barchan E. N., Diordijchuk V. V.* – Opubl. 25.02.2013, bjul.№4. **8.** *Tkachuk A. V., Vasilev A. Ju., Martynenko A. V., Veretelnik Ju. V.* Vlijanie konstruktivnyh faktorov na naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie korpusov gidroobemnyh peredach // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mehanika i mashinostroenie. – Harkov : NTU «HPI», 2004. – №1. – S. 78-84 **9.** *Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V.* Reshenija zadach raschetno-jeksperimentalnogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mehanika i mashinostroenie. – Harkov : NTU «HPI», 2004. – №2. – S. 85-96. **10.** *Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N.* Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem : tehnologija avtomatizirovannoj generatsii i parametrizovannogo opisaniya // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mehanika i mashinostroenie. – Harkov : NTU «HPI», 2006. – №1. – S. 57-79. **11.** *Litvinenko A. V., Tkachuk N. A., Vasilev A. Ju., Litvin B. Ja., Shejko A. I.* Sovershenstvovanie matematicheskikh i chislennyh modelej naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija jelementov bronekorpusov pri dejstvii udarnoj volny // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mehanika i mashinostroenie. – Harkov : NTU «HPI», 2012. – №1. – S. 155-161. **12.** *Kostenko Ju. V., Tkachuk N. A., Grabovskij A. V., Tkachuk N. N.* Chislennyj analiz vlijaniya modeli dlja opredelenija sily udarnogo vzaimodejstvija na harakter dinamicheskikh processov v vibroudarnyh sistemah // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp. : Mehanika i mashinostroenie. – Harkov : NTU «HPI», 2012. – №2. – S. 34-48.

Надійшла (received) 01.04.2014

В. И. СЕРИКОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЦЕПОЧКИ МЕХАНИЗМОВ И РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО УСТРАНЕНИЮ ОБНАРУЖЕННЫХ НЕСОГЛАСОВАННОСТЕЙ

В связи с проектированием нового механизма конструктора создали его модель в программе AUTOCAD. Разработчики представили набор деталей из которых должен состоять механизм. Для проверки его работоспособности по разным критериям необходимо было формализовать и установить связи между деталями, что описано в постановке задачи. Опыт проектирования подобных механизмов показывает, что наиболее частой причиной поломок и неработоспособности таких механизмов становятся геометрические параметры отдельных механизмов. В статье обоснован и описан комплексный анализ геометрических параметров технологической цепочки механизмов. В процессе анализа результатов выявлены конструкционные параметры, которые могут привести к потере работоспособности отдельных механизмов комплекса. Разработаны мероприятия по устранению обнаруженных несогласованностей.

Ключевые слова: механизм, SolidWorks, кинематическая цепь, анализ кинематики, исследование зацепления, двухзвенник, ползун, конструкционные параметры, контакт по внешней кромке, моделирование сложных механических систем

Постановка проблемы. Модели, полученные от заказчика в качестве рисунков в формате dwg (рисунков АВТОКАДа), были собраны, как показано на рис.1, при помощи программы SolidWorks. При этом заданы такие взаимосвязи (свойства деталей и их взаимодействия):

а) ролики 1а, 1б закреплены при помощи кругового (revolute join) ограничения (constraint) на детали 3 и при этом не имеют возможности перемещаться относительно него;

б) ролики 1а и 1б могут взаимодействовать с ведущим звеном 4 только непроникающе (при контакте они не могут иметь взаимного проникновения);

в) ролик 1а соединен с ведущим звеном 4 способом, описанным в п.а) через ось, закрепленную в центре впадины зуба, следовательно, звено 4 может вращаться вокруг оси ролика 1а;

г) для исследования процесса зацепления ведущего звена 4 и детали 3 геометрическое положение последней было зафиксировано, а вращение было придано звездочке.

В результате исследования было определено, что при заданном профиле захвата (впадины зуба) зацепление не может быть реализовано, в связи с тем, что ролик 1б контактирует по внешней кромке с ведущим звеном 4. На рис. 2 изображен контакт ролика и звездочки по внешней кромке.

Кроме этого, так как перематывание цепи обеспечивается ведущей и ведомой звездочками, во впадинах которых располагаются ролики звеньев цепи, выяснилось, что в процессе работы в кинематической цепи механизма возникает неравномерность перемещений, которая может привести к

заклиниванию. Указанный результат был проверен на геометрической модели механизма в сборе при помощи программ SolidWorks и был полностью подтвержден.

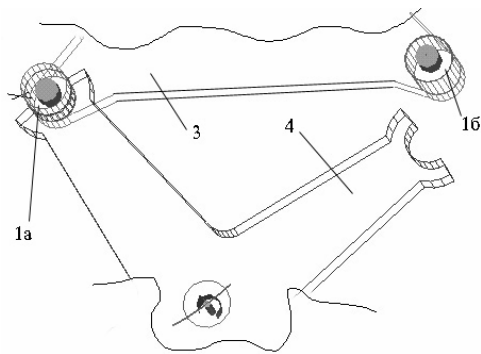


Рис. 1 – Составляющие исследуемого механизма

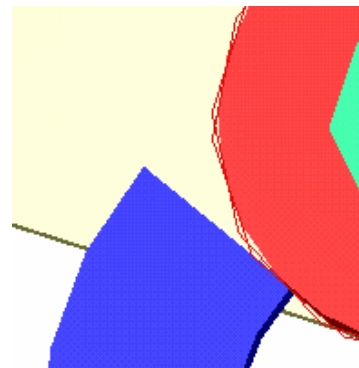


Рис. 2 – Момент контакта ролика и вилки звездочки

Основной материал. Для выработки конструктивных решений, направленных на устранение разницы перемещений ведомого и ведущего звена, которая должна приводить к заклиниванию механизма, был проведен анализ. Для нескольких вариантов технических решений использовались разные кинематические схемы с целью более точного расчета необходимых параметров в зависимости от того, какой параметр механизма конвейера должен был стать вариантом.

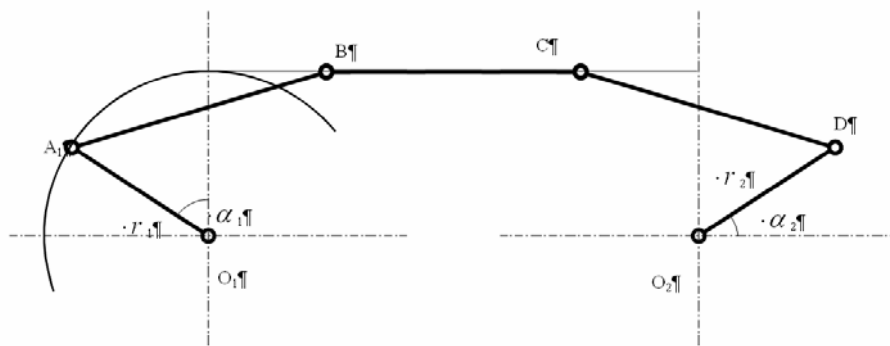


Рис. 3 – Расчетная схема 1

Одна кинематическая схема имела следующую структуру (рис. 3):

а) Механизм 1 представляет из себя звено, которое с одной стороны шарнирно закреплено в неподвижной точке O_1 . Положение точки A определяется исходя из траектории впадины ведущей звездочки, которая имеет вид окружности с радиусом R , равным делительному диаметру звездочки. Таким образом задано условие неподвижности оси ролика во впадине звездочки.

б) Механизм 2 представляет из себя пару шатун-ползун. Шатун имеет длину, равную межцентровому расстоянию между роликами цепи (равное

шагу цепи). В точке А он шарнирно закреплен с первым механизмом. Вторым конец шатуна закреплен шарнирно в ползуне (точка В), который перемещается по траектории, определяемой направляющими роликов цепи, т.е. по прямой. Эта прямая параллельна горизонтальным осям звездочек и расположена на расстоянии делительного диаметра от них.

в) Механизм 4 представляет из себя двухзвенник, соединенный шарнирно со звеном 3 (ВС) в точке С. Второе звено механизма 4 закреплено шарнирно в точке O_2 .

г) Механизмы 2 и 4 соединены шарнирно при помощи звена 3, которое может совершать плоскопараллельное перемещение по траектории точки В.

Механизм был аппроксимирован указанной кинематической схемой для анализа следующих вариантов технических решений:

а) Для ведомого ролика спрофилировать канавку или направляющий профиль, реализующий указанный выше закон. При этом ведомая звездочка может быть выполнена с прорезями, которые будут ограничивать перемещение ролика вдоль делительной окружности.

б) Зуб ведомой звездочки оставить таким же, как и у ведущей, при этом применить техническое решение, при котором зуб перемещается в процессе поворота колеса в своих направляющих по заданному закону. Такое решение используется в составных зубчатых колесах по патенту РФ 2006723.

в) Не ограничивать направляющими в радиальном направлении ролики цепи, находящиеся на ведомой звездочке. При этом саму звездочку выполнить в виде радиальных прорезей.

Все указанные варианты, кроме последнего, требуют значительного увеличения габаритов ведомой звездочки. Вариант б) к тому же потребует высокоточного изготовления направляющих канавок, что приведет к значительному удорожанию всей конструкции. Этот вариант также предъявляет весьма высокие требования к сборке и эксплуатации механизма. Вариант в) требует отдельного исследования на предмет дополнительных мер, компенсирующих возникающий избыток длины цепи одновременно в набегающей и сходящей ветвях цепи.

Более приемлемым может оказаться техническое решение, при котором указанный избыток может быть компенсирован за счет перемещения центра ведущей звездочки по рассчитанному в результате анализа закону.

По техническим причинам описанные выше варианты оказались неприемлемыми.

Один из вариантов кинематической схемы использовался для анализа технического решения, в основу которого положено условие одинакового перемещения сходящей и набегающей ветвей одной и той же звездочки. Огибающую звездочку часть цепи была аппроксимирована при помощи следующих механизмов (рис. 4):

а) Первый механизм состоит из пары шатун-ползун. Ползун в точке В перемещается по прямой АВ.

Траектория второго конца шатуна в точке С рассчитывается согласно закону перемещения ролика во впадине звездочки, т.е. по окружности. В результате вычислений при любом положении точки С на заданной траектории известны угол α_1 и перемещение δ_1 точки В относительно своего начального положения, когда $\alpha_1 = 0^0$.

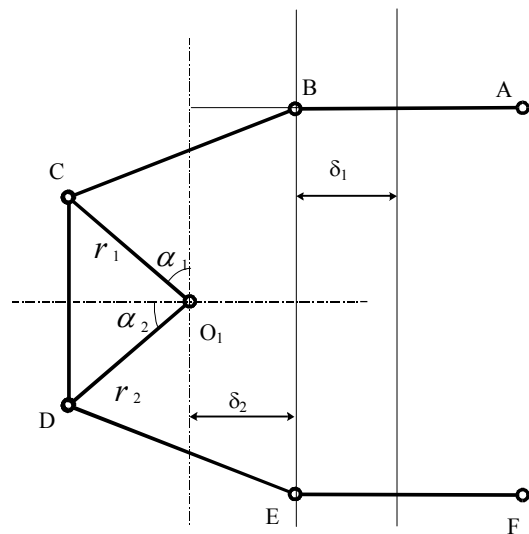


Рис. 4 – Расчетная схема 2

б) Второй механизм представляет из себя двухзвенник, который присоединен шарнирно к шатуну в точке С, а точка Е перемещается по прямой ЕF на расстояние $\delta_2 = \delta_1$. Причем δ_2 отсчитывается также относительно начального положения точки Е, когда $\alpha_1 = 0$. Таким образом задается условие равенства перемещений нижней и верхней ветвей.

На рис. 5 изображен результат расчета кинематики механизма конвейера с шагом 15 градусов по углу поворота ведущей звездочки. Отчетливо видно, что при $\alpha_1 = 450$, $\alpha_2 > 450$ (см.рис.4), т.е. радиусы O_1C и O_1D вынуждены поворачиваться на разные углы для обеспечения условия равенства перемещений верхней и нижней ветвей.

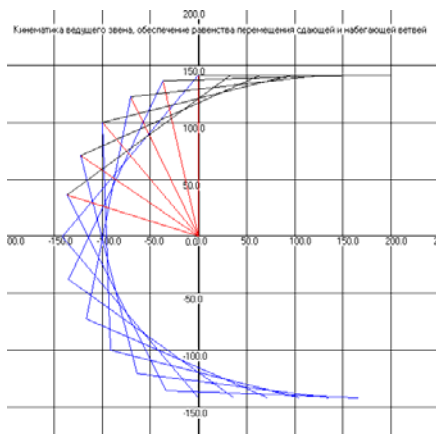


Рис. 5 – Прорисовка кинематики механизма по результатам расчетов

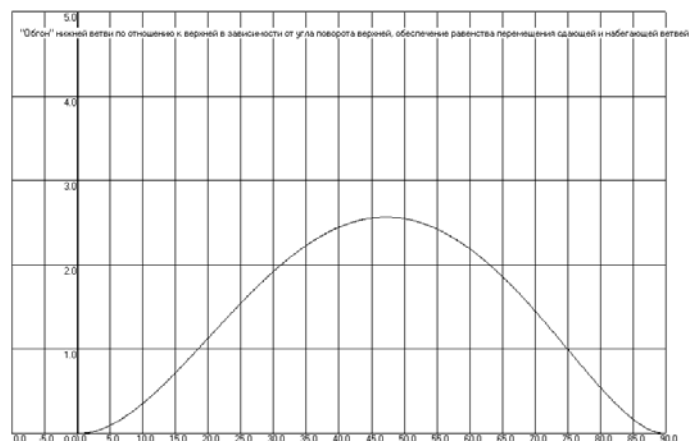


Рис. 6 – График зависимости разности углов α_2 и α_1 от α_1

График зависимости разности угла α_2 и α_1 (см.рис. 4) от α_1 изображен на рис. 6.

Кроме "увеличения" угла поворота нижней ветви, для обеспечения условия равных перемещений необходимо, чтобы и радиус r_2 (см.рис.4) так же изменялся при повороте. Зависимость величины радиуса r_2 от угла поворота верхнего зуба звездочки α_1 изображена на рис. 7.

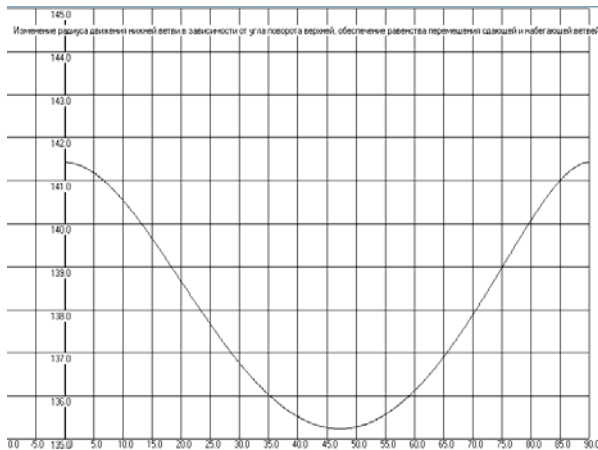


Рис. 7 – Зависимость величины радиуса r_2 от угла поворота верхнего зуба звездочки α_1

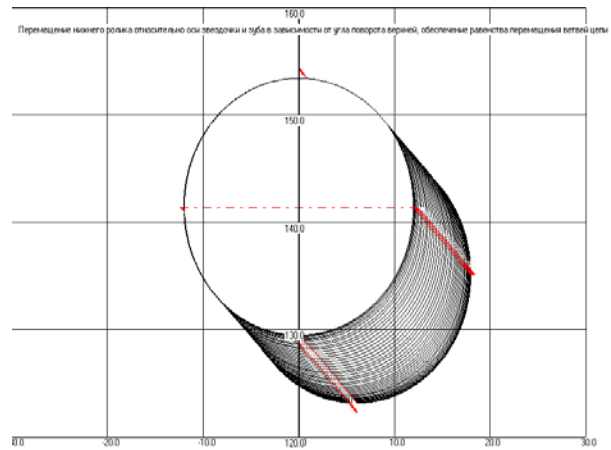


Рис. 8 – Траектория ролика в координатах звездочки

Учитывая отмеченные особенности кинематики механизма, можно спроектировать профиль зуба, который бы удовлетворял заданному условию равенности перемещений верхней и нижней ветвей. Примерный вид траектории ролика в координатах звездочки изображен на рис. 8. По данной траектории можно построить профиль зуба звездочки, который позволит применить рассматриваемое второе техническое решение.

Список литературы: 1. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах : учеб. пособие для вузов. Т. 2 : Динамика. - М : Наука. - 1968. - 624 с. 2. Белоконев И. М. Теория механизмов и машин. Методы автоматического проектирования. - К. : Выща школа, 1990. - 208 с. 3. Медведев Н. Г., Абляскин О. И., Сериков В. И. Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов.// Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD97". 12-14 мая 1997 г. Харьков : ХГПУ. 1996. Ч.3. С. 344. 4. Степанов Н. В., Голованов А. А. Проектирование в Pro/ENGINEER 2001. / Под общ. ред. Д. Г. Красковского. - М. : КомпьютерПресс, 2002. - 320 с. 5. Потемкин А. Трехмерное твердотельное моделирование. - М. : КомпьютерПресс, 2002. - 296 с. 6. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов сложных механических систем // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Тематичний випуск : "Динаміка і міцність машин". Збірник наукових праць НТУ "ХПІ". - Харків : НТУ "ХПІ", 2004. - № 31. - с.154-165. 7. Ткачук Н. А., Пономарев Е. П., Медведева А. В., Миргородский Ю. Я., Малакей А. Н., Гриценко Г. Д. Определение рациональных параметров элементов механических систем // Механіка та машинобудування. - 2001. - №1,2. - С.308-314. 8. Веретельник Ю. В., Миргородский Ю. Я., Пелешко Е. В., Ткачук Н. А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. - 2003. - №1. - Том 2. - С.3-7. 9. Тропина А. А., Марасов С. Н.. Кинематический анализ манипуляционной системы

робота // Автомобильный транспорт . - 2008. - Вип. 22. - С. 154-158. **10.** Струтинский В. Б., Тихенко В. Н. Анализ возможностей использования гидроприводных механизмов параллельной кинематики в станках // Праці Одеського політехнічного університету . - 2008. - № 2. - С. 11-16. **11.** Могилевцев О. А., Литвиненко А. А., Тарануха Е. С. Влияние нагрузки на работу встраиваемых механизмов формовочных машин // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету. Сер. : Технічні науки . - 2011. - Вип. 2. - С. 118-124. **12.** Тропина А. А., Марасов С. Н. Кинематический анализ манипуляционной системы робота // Автомобильный транспорт . - 2008. - Вип. 22. - С. 154-158.

Bibliography (transliterated): **1.** Bat M. I., Dzhanelidze G. Ju., Kelzon A. S. Teoreticheskaja mehanika v primerah i zadachah : ucheb. posobie dlja vtuzov. T. 2 : Dinamika. - M : Nauka. - 1968. - 624 s. **2.** Belokonev I. M. Teorija mehanizmov i mashin. Metody avtomaticheskogo proektirovanija. - K. : Vyshha shkola, 1990. - 208 s. **3.** Medvedev N. G., Abljaskin O. I., Serikov V. I. Povyshenie bystrodejstvija mehanizmov dlja peremeshhenija standartnyh грузов. // Materialy mezhdunar. nauch.-tehn. konf. "MicroCAD97". 12-14 maja 1997 g. Harkov : HGPU. 1996. Ch.3. S. 344. **4.** Stepanov N. V., Golovanov A. A. Proektirovanie v Pro/ENGINEER 2001. / Pod obshh. red. D. G. Kraskovskogo. - M. : KompjuterPress, 2002. - 320 c. **5.** Potemkin A. Trehmernoje tverdotelnoje modelirovanie. - M. : KompjuterPress, 2002. - 296 s. **6.** Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V. Programmno-apparatnyj kompleks dlja analiza i sinteza modelej jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem // Visnik Nacionalnogo tehničnogo universitetu "HPI". Tematichnij vipusk : "Dinamika i mienist mashin". Zbirnik naukovih prac NTU "HPI". - Harkiv : NTU "HPI", 2004. - № 31. - s.154-165. **7.** Tkachuk N. A., Ponomarev E. P., Medvedeva A. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Malakej A. N., Gricenko G. D. Opredelenie racionalnyh parametrov jelementov mehanicheskikh sistem // Mehanika ta mashinobuduvannja. - 2001. - №1,2. - S.308-314. **8.** Veretelnik Ju. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Peleshko E. V., Tkachuk N. A. Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem // Mehanika ta mashinobuduvannja. - 2003. - №1. - Tom 2. - S.3-7. **9.** Tropina A. A., Marasov S. N. Kinematicheskij analiz manipuljacionnoj sistemy robota // Avtomobilnyj transport . - 2008. - Vip. 22. - S. 154-158. **10.** Strutinskij V. B., Tihenko V. N. Analiz vozmozhnostej ispolzovaniya gidroprivodnyh mehanizmov parallelnoj kinematiki v stankah // Praci Odeskogo politehničnogo universitetu . - 2008. - № 2. - S. 11-16. **11.** Mogilevcev O. A., Litvinenko A. A., Taranuha E. S. Vlijanie nagruzki na rabotu vstrjahivajushhih mehanizmov formovochnyh mashin // Zbirnik naukovih prac Dniprodzerzhinskogo derzhavnogo tehničnogo universitetu. Ser. : Tehnični nauki . - 2011. - Vip. 2. - S. 118-124. **12.** Tropina A. A., Marasov S. N. Kinematicheskij analiz manipuljacionnoj sistemy robota // Avtomobilnyj transport . - 2008. - Vip. 22. - S. 154-158.

Надійшла (received) 01.04.2014

Н. А. ТКАЧУК, д.т.н, проф. НТУ «ХПИ»;
А. В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, НИЦ УК «РТХ», Харьков;
Ю. В. КОСТЕНКО, мл. научн. сотр. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ТАНЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;
А. В. ГРАБОВСКИЙ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

ЛИНЕАРИЗАЦИЯ ФУНКЦИИ ОТКЛИКА ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИИ НА ИЗМЕНЕНИЕ ТОЛЩИНЫ

Большое количество крупногабаритных тонкостенных высоконагруженных машин, предназначенных для длительных сроков эксплуатации, в процессе работы подвергаются утонению силовых элементов вследствие износа. Таким образом, в ходе проектных исследований с целью обеспечения конструкционной прочности этих машин необходимо многовариантное исследование напряженно-деформированного состояния. В работе поставлена и решена задача обеспечения конструкционной прочности тонкостенных элементов машиностроительных конструкций с учетом изменения толщины в процессе эксплуатации, в частности, вызванной воздействием коррозионного износа. Задача поставлена в виде определения чувствительности характеристик тонкостенной конструкции к изменению первоначальной толщины ее элементов. С привлечением аппарата теории возмущений установлены линейные тенденции изменения компонент напряженно-деформированного состояния, а также изменения собственных частот колебаний при малом варьировании толщинами элементов конструкции.

Ключевые слова: функция отклика, прочностные и динамические характеристики, тонкостенные конструкции, чувствительность, метод конечных элементов, линеаризация, реперное решение, функция Рэлея, утонение, метод конечных элементов.

Введение. Большое количество крупногабаритных высоконагруженных машин, предназначенных для длительных сроков эксплуатации, в процессе работы подвергаются утонению силовых элементов вследствие износа. Для более рационального использования материала эти элементы выполняются в виде тонкостенных конструкций. Данные конструкции подвергаются в процессе многолетней эксплуатации утонению отдельных секций и стенок, причем в общем случае - неравномерному по различным фрагментам. Для транспортно-технологических машин, транспортных средств специального назначения, различных систем объектов бронированной техники, также характерным при этом является наличие значительных нестационарных перемещаемых (с изменяемой областью приложения) нагрузок. Таким образом, в ходе проектных исследований с целью обеспечения конструкционной прочности этих машин необходимо многовариантное исследование напряженно-деформированного состояния их силовых элементов с учетом указанных выше факторов. При этом нужно отметить, что для конструкций сложной формы речь, как правило, идет о численных исследованиях, преимущественно с применением метода конечных элементов (МКЭ) [1].

Анализ основных достижений и литературы. Прямое применение аппарата механики сплошной среды [2] и традиционного инструментария МКЭ

к решению возникающей задачи приводит к сложной системе разрешающих уравнений и большому массиву громоздких конечно-элементных моделей, для которых характерны следующие особенности:

а) изменение области, занимаемой исследуемой конструкцией, вследствие коррозионного или иного вида утонения (ведет к необходимости перестройки конечно-элементных моделей);

б) тонкостенность (вследствие чего за изменение области, занимаемой объектом, ответственность несет толщина или поперечное сечение);

в) наличие нормативно устанавливаемых предельных допустимых степеней относительных утонений стенок ($0 < \alpha_k < 1$, $k = 1, 2, \dots, N$; здесь N - количество элементов, например, отдельных панелей);

г) изменение величины или перемещение нагрузки за время каждого цикла технологической операции (дополнительный фактор и параметр);

д) необходимость варьирования в процессе исследований структуры и параметров металлоконструкции проектируемой машины, причем желательно за счет естественного расширения инструментария, предлагаемого для моделирования утонения стенок при их эксплуатации.

Возникающая громоздкая задача требует для более оперативного (но с сохранением приемлемой точности) решения разработать новый подход и, соответственно, модифицированную математическую модель. С этой целью для учета базового фактора а) предлагается учесть специфические свойства исследуемых объектов: тонкостенность, малая степень утоняемости, возможность параметризации величины и положения действующих нагрузок. Кроме того, считается справедливой гипотеза о существенно более низкой скорости процесса утонения по сравнению со скоростью остальных процессов, а также об отсутствии значительных динамических эффектов (что, однако, требует дополнительной проверки для каждого конкретного случая). Таким образом, с учетом данных обстоятельств, можно перейти к исследованию пространственных пластинчато-оболочечно-стержневых конструкций с изменяемой в пространстве и времени толщиной (переменным сечением), описываемой при помощи степени утонения α , равной отношению изменения текущего размера к исходному. Это является отправным элементом предлагаемого подхода. Соответственно, необходимо решить при этом задачи формирования математической модели напряженно-деформированного состояния (НДС), определения собственных частот колебаний (СЧК) исследуемых конструкций и определения влияния малых степеней неравномерного утонения на напряженно-деформированное состояние и величины собственных частот колебаний тонкостенных конструкций путем линеаризации их зависимостей от степеней утонения α , построенных по результатам расчета при прямом конечном возмущении конечно-элементных моделей исследуемых конструкций.

Описание решения данной задачи на основе подходов, предложенных авторами, является **целью** и составляет содержание данной работы.

Материалы исследований. Определение напряженно-деформированного состояния утоняемой тонкостенной конструкции. Рассмотрим математическую модель напряженно-деформированного состояния и собственных колебаний тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Как известно [3], при малых перемещениях напряженно-деформированное состояние стержней и пластин можно разделить. Для стержней можно выделить растяжение – сжатие, кручение и изгиб в двух плоскостях, не влияющие друг на друга (при соответствующем выборе в качестве системы координат главной для сечения). На рис. 1 представлены элементы стержня и пластины, система координат и переменные u, v, w, γ (перемещения вдоль осей x, y, z и угол поворота сечения относительно оси x соответственно), относительно которых можно сформировать систему разрешающих уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} [EF(x) \cdot u'(x)] + q_x = 0; \frac{\partial}{\partial x} [GI_p(x) \cdot \gamma'(x)] + m_x = 0; \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI_z(x) \cdot v''(x)] = q_y; \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI_y(x) \cdot w''(x)] = q_z; \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x, y) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right] + 2 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \left[D(x, y) (1 - \nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \right] + \\ + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left[D(x, y) \left(\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right] = q; \\ \left[(\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right) + \mu \Delta u \right] h(x, y) + F_x^{\sim} = 0; \\ \left[(\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \mu \Delta u \right] h(x, y) + F_y^{\sim} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где E, G, ν, λ, μ – модули упругости I и II рода, коэффициент Пуассона и параметры Ляме материала тонкостенного элемента; $h(x), h(x, y)$ – распределение толщины вдоль длины или площади тонкостенного элемента в определенный момент времени; $F(x) \sim h$ – площадь поперечного сечения стержня (пропорциональна толщине $h(x)$); $I_p(x), I_z(x), I_y(x) \sim h^3$ – моменты инерции поперечного сечения стержня, а $D = Eh^3(x, y)/12(1 - \nu^2)$ – цилиндрическая жесткость, распределенная по множеству точек с координатами x, y . Смысл остальных обозначений виден из рис. 1. Первая четверка уравнений справедлива для стержней, завершающая тройка – для пластинчатых элементов конструкций.

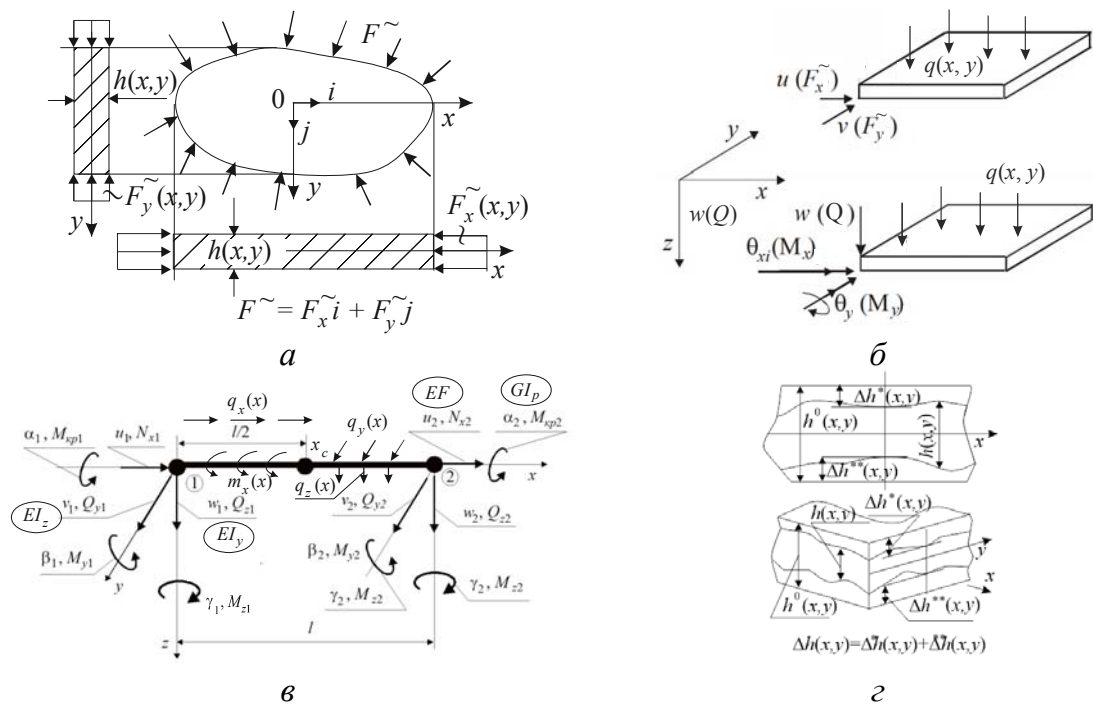


Рис. 1 – Тонкостенные элементы конструкции:

a – пластина при нагружении в срединной плоскости; *б* – элементы плоского напряженного состояния и изгиба пластин с указанием обобщенных перемещений и силовых факторов; *в* – изменение текущей толщины $h(x, y)$ по сравнению с исходной $h^0(x, y)$; *г* – обобщенные перемещения (силы), углы поворота и моменты, нагрузки и жесткостные характеристики сечения стержня.

Таким образом, если принять обозначения: $\mathbf{u}(\mathbf{r})$ – массив переменных, описывающих состояние исследуемого объекта на множестве точек с радиусом-вектором \mathbf{r} , в операторном виде систему уравнений (1) можно свести к виду:

$$L|_{\Omega} \{ \mathbf{u}(\mathbf{r}), h(\mathbf{r}) \} = q(\mathbf{r}),$$

где $h = h(\mathbf{r})$ – толщина, выступающая как распределенный параметр.

Если параметр $h(\mathbf{r})$ получает некоторое возмущение - $\Delta h(\mathbf{r})$, то его можно представить в виде (поскольку $h^0(\mathbf{r}) \neq 0, \mathbf{r} \in \Omega$):

$$h = h^0(\mathbf{r}) - \Delta h(\mathbf{r}) = h^0(\mathbf{r}) [1 - \Delta h(\mathbf{r}) / h^0(\mathbf{r})] = h^0(\mathbf{r}) [1 - \alpha(\mathbf{r})],$$

где $h^0(\mathbf{r})$ – начальное распределение толщины h , $\alpha(\mathbf{r})$ – степень утонения в заданной точке в текущий момент времени.

Если в свою очередь $\alpha(\mathbf{r}) \ll 1 \forall \mathbf{r} \in \Omega$, то задача принимает форму определения решения при малом возмущении α :

$$\mathbf{u} = L^{-1}(h, q) = L^{-1}(h^0(1 - \alpha), q).$$

Задача (1) эквивалентна в слабом смысле вариационной задаче поиска экстремума функционала полной внутренней энергии системы, который может быть представлен в виде выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2\mathfrak{E}_1 = \int_{(\Omega)} EF \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx + 2 \int_{(\Omega)} q_x u dx; \\ 2\mathfrak{E}_2 = \int_{(\Omega)} dx \left[GI_p \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} \right)^2 \right] dx + 2 \int_{(\Omega)} m_x \gamma dx; \\ 2\mathfrak{E}_3 = \int_{(\Omega)} \left[EI_z \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx - 2 \int_{(\Omega)} q_y v dx; \\ 2\mathfrak{E}_4 = \int_{(\Omega)} \left[EI_y \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx - 2 \int_{(\Omega)} q_z w dx; \\ 2\mathfrak{E}_5 = \int_{(\Omega)} D \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \right. \\ \left. - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right\} dx dy - \int_{(\Omega)} q w dx dy; \\ 2\mathfrak{E}_6 = \int_{(\Omega)} \left\{ \frac{Eh}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + Gh \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - 4 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} dx dy - \\ - \int_{(\Omega)} (F_x^{\sim} u + F_y^{\sim} v) dx dy = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Учитывая отмеченные выше зависимости площади F , моментов инерции I , цилиндрической жесткости D от толщины h , можно формально записать, что $\mathfrak{E}_i = \mathfrak{E}_i(u, h, q) = \mathfrak{E}_i(u, h^0, \alpha, q)$, $i = 1 \div 6$.

Если применить прямые методы для решения задачи минимизации

$$\mathfrak{E}_i \rightarrow \min, i = 1 \div 6,$$

т. е. представить решение в виде разложения в ряд по базисным функциям ψ :

$$u = \sum_k u_k \psi_k(r),$$

то функционалы (2) приводятся к виду:

$$2\mathfrak{E}^{\sim} = \sum_{i,j} k_{ij} u_i u_j - \sum_i f_i u_i,$$

где k_{ij} и f_i – коэффициенты билинейной a и линейной f форм,

порождаемых квадратичной и линейной частями функционалов (2):

$$k_{ij} = a(\psi_i, \psi_j); \quad f_i = f(\psi_i) .$$

Важно отметить, что коль скоро в выражениях (2) присутствует параметрическая зависимость от h (а, значит, и от $\alpha(r)$), то это порождает и зависимость k_{ij} и f_i от h (и от $\alpha(r)$). Если при этом для представления h и $\alpha(r)$ применить такое же выражение, как и для функции u , то получаем зависимость

$$k_{ij} = k_{ij} \sum_k h_k^0 (1 - \alpha_k) \psi_k; \quad f_i = f_i \sum_k h_k^0 (1 - \alpha_k) \psi_k .$$

Следует отметить, что в данном случае в качестве базисных функций ψ можно выбрать отличные от используемых для аппроксимации $u(\mathbf{r})$.

Если ограничиться конечным числом членов ряда в использованных разложениях, то получаем из условий

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial u_k} = 0, \quad k = 1, \dots, N \Rightarrow Ku = f .$$

Здесь $K = K(\alpha)$ – матрица коэффициентов k_{ij} ; α – массив возмущений толщин α_k , а $f = f(\alpha)$ – массив коэффициентов f_k .

При выборе в качестве базисных кусочно-линейных функций ψ метода конечных элементов получаем в последнем случае уравнения

$$K(\alpha) \cdot u = f(\alpha) ,$$

где u – массив узловых значений искомых величин, а K и f – матрица жесткости и массив узловых нагрузок.

Таким образом, исходная локальная постановка (1) через ее вариационную формулировку приводит в конечном итоге при дискретизации к системе линейных алгебраических уравнений МКЭ, причем и матрица жесткости K , и массив правых частей в общем случае зависят параметрически от массива узловых (или элементных в зависимости от выбранных базисных функций для дискретизации или распределения толщины) степеней α утонения $\alpha = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N\}^T$. Получив в итоге как один из вариантов способ решения исходной задачи при помощи МКЭ, остановимся на нем более подробно.

Конечно-элементная формулировка задачи. Как известно, исследованию напряженно-деформированного состояния крупногабаритных высоконагруженных конструкций с учетом их утонения вследствие износа посвящено много работ [4]. Однако многие из них ориентированы на конструктивные элементы простой формы. В то же время в связи со сложностью геометрической формы исследуемых машиностроительных конструкций для определения их напряженно-деформированного состояния

следует привлекать численные методы, в большинстве случаев – это варианты метода конечных элементов.

В то же время предложенные в упомянутых работах подходы и модели требуют при проведении многовариантных исследований больших затрат вычислительных ресурсов, поскольку предполагают прямое решение задачи анализа, например, с помощью МКЭ, при различных сочетаниях степени утонения разных секций исследуемой конструкции. На практике такой подход приводит к лавинообразному росту вариантов расчетных схем с увеличением всего до нескольких десятков варьируемых параметров толщин (т. е. степени их утонения). В связи с этим возникает задача создания более экономных моделей для численного моделирования напряженно-деформированного состояния подобного типа конструкций, что составляет цель исследований.

Общий подход к решению задачи. Рассматривается тонкостенная (пластинчатая в данном случае) конструкция, которая занимает в пространстве область Ω . Последнюю можно представить в виде композиций тонкостенных поверхностных участков (листов) S_k , $k=1,...,N$, на которые в направлении нормалей \vec{n}_k в одну (или в две) сторону наросшен материал номинальной толщины h_k^0 . Естественно, что при этом могут быть области интерференции I_{ij} и пустот Z_{ij} (рис. 2). Разрешение этих коллизий представляет отдельную задачу, которая может быть решена разными способами [www. ptc.com, www. ansys.com]. Считаем, что эта часть задачи уже решена, и в дальнейшем имеем дело с конечно-элементной Shell – моделью, у которой $S_k = \text{const}$, $k=1,...,N$; $h_k = h_k(t)$ – зависит от времени t .

В результате получаем систему разрешающих уравнений:

$$K \cdot x = f, \quad (3)$$

где $K = K(h(t))$ – изменяемая при утонении во времени матрица жесткости конечно-элементного ансамбля; $h(t) = \{h_1(t) \dots h_N(t)\}^T$ – массив текущих толщин (для каждого участка S_k).

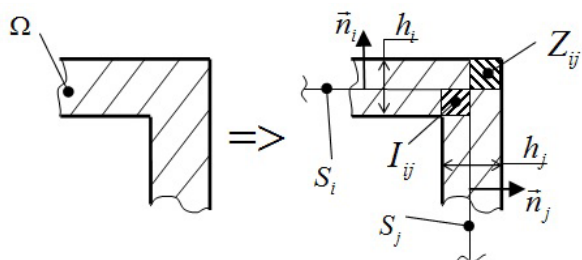


Рис. 2 – Представление области Ω в виде объединения подобластей $S_k \times h_k$

Требуется:

- 1) установить характер изменения элементов матрицы жесткости $K(t)$ при малом изменении h ;
- 2) определить решение x как функцию параметров h ;
- 3) предложить алгоритм вычисления компонент напряженно-деформированного состояния конструкции при произвольных изменениях степени утонения отдельных элементов конструкций.

Представление зависимости компонент матрицы жесткости конструкции от параметров утонения. Представим процесс утонения во времени t в виде:

$$h_k = h_k(0) - \Delta h_k(t) = h_k(0)(1 - \alpha_k), \quad (4)$$

где $\alpha_k = \frac{\Delta h_k(t)}{h_k(0)} \geq 0$ – относительное утонение листа k , соответствующее моменту времени t .

Тогда массив $\alpha(t) = \{\alpha_1 \dots \alpha_N\}^T$ задает степень утонения всех элементов конструкции. Заметим, что при этом степень детализации (т. е. понятие «элемент») можно довести до уровня «конечный элемент».

Особенностью соответствующих тонкостенных конструкций (типа силовых элементов кранов, перегружателей, отвалообразователей, транспортных средств специального назначения, конвейеров) является устанавливаемая нормативно предельная величина α , как правило $\alpha \ll 1$. В этом случае компоненты матрицы жесткости отдельных элементов k_e , соответствующие изгибной составляющей и плоскому напряженно-деформированному состоянию, представимы в виде:

$$k_e^{(изг)} = h_e^3 \cdot k_e^{\wedge}, \quad k_e^{(пл)} = h_e \cdot k_e^{\sim}, \quad (5)$$

где k_e^{\wedge}, k_e^{\sim} – не зависящие от α_e величины [2-12].

Тогда, удерживая только линейные члены в (5), имеем:

$$k_e^{(изг)} = k_e^{\wedge} \cdot h_{0e}^3 (1 - 3\alpha), \quad k_e^{(пл)} = k_e^{\wedge} h_{0e}^{\wedge} (1 - \alpha). \quad (6)$$

Соответственно, глобальная матрица жесткости представима в виде:

$$K \approx K_0 - K_0'(\alpha), \quad (7)$$

где $K_0 = K_0(h(0))$ – матрица жесткости конструкции в начальном состоянии; K_0' – матрица жесткости, составленная из утроенных компонент «изгибных» и одинарных – «плоских» компонент матрицы жесткости K_0 .

Таким образом, $K_0 \neq K_0(\alpha), K_0' = K_0'(\alpha)$. При этом K_0' – симметричная матрица, элементы которой намного меньше компонент матрицы K_0 и представляют собой их линейную комбинацию с коэффициентами $\alpha_k \ll 1$.

Представление решения разрешающей системы уравнений в зависимости от параметров α . Решение системы уравнений (1)

$$x = K^{-1} f = (K_0 - K_0')^{-1} f. \quad (8)$$

Представим обратную матрицу в виде

$$(K_0 - K_0')^{-1} \approx C + D. \quad (9)$$

Тогда с учетом малости α , а, соответственно, компонент $x_* = \{x_*^{(p)}\}$ и D ,

$$E = (K_0 - K_0')(K_0 - K_0')^{-1} \approx K_0 C + (K_0 D - K_0' C). \quad (10)$$

Отсюда, сосредоточив в C не зависящие от α компоненты, а в D - зависящие, получаем:

$$C = K_0^{-1}; D = K_0^{-1} \cdot K_0' \cdot K_0^{-1}. \quad (11)$$

Таким образом, решение (8) представимо в виде

$$x(\alpha) = x(0) + K_0^{-1} K_0' \cdot x(0) = (E + K_0^{-1} K_0') x(0). \quad (12)$$

Эта запись аналогична соотношениям, получаемым при решении задачи чувствительности. В данном случае явно определены выражения для нахождения коэффициентов матрицы $K_0^{-1} K_0'$, компоненты которой линейно зависят от компонент вектора α . Таким образом, $x(\alpha)$ является линейной формой параметров α .

Алгоритм многовариантных исследований тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок. С учетом (12) можно записать

$$x^{(p)} = x_0^{(p)} + \sum_{k=1}^N \rho_{kp} \alpha_k x_0^{(p)}, \quad \forall p, \quad (13)$$

где $\rho_{kp} \alpha_k$ - элементы матрицы $K_0^{-1} K_0'$.

Таким образом, для организации многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок (т.е. при разных наборах α) можно использовать решение (13).

Коль скоро данные соотношения выведены из приближенных равенств, то их применение ограничено малыми α . С другой стороны, точность соотношений (13) хоть и может ухудшиться с ростом α_k , однако тенденцию изменения компонент решения $\alpha_{(p)}^*$ они будут отражать удовлетворительно.

Поэтому, задавшись предельно допустимыми (нормативными) значениями α^* , можно по значениям точных решений при задании различных сочетаний $\alpha^{\sim} = \{0, \dots, \alpha^*, \dots, 0\}$ получить соотношения для определения ρ_{kp}^{\wedge} (или чувствительности)

$$\Delta^{(p)} = \{\Delta_1^{(p)}, \Delta_2^{(p)}, \dots, \Delta_{N_e}^{(p)}\}^T : \quad \sum_{k=1}^N \rho_{kp}^{\wedge} \alpha_k^{\sim} x_0^{(p)} = x_*^{(p)} - x_0^{(p)} = \alpha^* \cdot \Delta^{(p)},$$

где $x_* = \{x_*^{(p)}\}$ - точные решения системы уравнений (3) при $K = K(\alpha^{\sim})$ (их можно назвать «реперными» решениями).

Решение $x(a)$ для произвольного распределения утонений a определяется как линейная комбинация «номинального» и «реперных» решений с соответствующими коэффициентами α_k

$$x_{(\alpha)}^{(i)} = x_0^{(i)} + \sum_k \Delta_i^k \alpha_k . \quad (14)$$

Таким образом, получаем приближенное решение в виде, аналогичном (13), но соответствующее большому диапазону изменения коэффициентов α_k . При этом «реперные» решения получаются методом прямого конечного возмущения конечно-элементной модели исследуемой тонкостенной конструкции, что является альтернативой методам теории возмущений с вычислением соответствующих чувствительностей по выражению (12).

Важно отметить, что коль скоро при решении «реперных» задач МКЭ кроме узловых перемещений получаем также и компоненты тензора напряжений, то и для них можно применить процедуру линеаризации типа (13). При этом, в силу того, что в этом случае в действие вступают еще и матрицы, соответствующие связи «деформации-перемещения» и «напряжения-деформации», то тенденции изменения компонент вектора перемещений и напряжений могут быть разнонаправленными (т.е., например, росту первых может соответствовать уменьшение последних).

Таким образом, предложенный в работе переход к численному моделированию напряженно-деформированного состояния элементов тонкостенных машиностроительных конструкций с учетом утонения использует линеаризацию матрицы жесткости по коэффициентам утонения стенок. Отклик решения также линеаризуется, что дает преимущества при проведении многовариантных расчетов напряженно-деформированного состояния утоняемых конструкций, а также задач синтеза. Предложен вариант использования линеаризованного представления отклика решения на более широкий диапазон изменения коэффициентов утонения (путем анализа «реперных» решений, получаемых прямым конечным возмущением конечно-элементной модели), что отличает предложенный подход, с одной стороны, от традиционных способов анализа задач чувствительности, а с другой – от простого многовариантного конечно-элементного моделирования.

Определение спектра собственных частот колебаний утоняемой конструкции. Для обеспечения безаварийной работы многих машиностроительных конструкций требуется отстройка их собственных частот колебаний от частот возбуждающих нагрузок во избежание резонансных режимов работы. С учетом возможных изменений конструктивных параметров исследуемых машин или сооружений требуется знать также тенденции изменения данных собственных частот колебаний при варьировании этих параметров.

Для решения возникающей задачи можно привлечь функцию Рэлея [5,6], условные экстремумы которой на некоторых собственных формах соответствуют квадрату собственной частоты:

$$\omega_s^2 = \min_{i,j} \frac{\sum_{i,j} K_{ij} \cdot A_{sj} \cdot A_{sj}}{\sum_{i,j} M_{ij} \cdot A_{sj} \cdot A_{jj}}, \quad \omega = 1, 2, \dots, N; \quad i, j = 1, 2, \dots, N. \quad A_s = \{A_{s1}, A_{s2}, \dots, A_{sN}\}^T . \quad (15)$$

При этом экстремум ищется на множестве форм, ортогональным формам с более низкими частотами. Учитывая, что при незначительных изменениях степеней утонения/утолщения собственные формы изменяются незначительно, то в первом приближении можно пренебречь изменением собственных форм, и выражение (15) вычислять для форм A_S , соответствующих базовому варианту исследуемой конструкции, т.е. при $\alpha_p = 0, p = 1, 2, \dots, N$. В силу этого, следуя [4], можно записать:

$$\omega_S^2(\alpha) \approx \omega_S^2(0) \frac{1 - \delta_K}{1 - \delta_M}, \quad (16)$$

где δ_K, δ_M - некоторые линейные формы от векторов $\alpha = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N\}^T$.

Трансформируя (16) к виду

$$\omega_S(\alpha) \approx \omega_S^2(0) \left(1 - \frac{1}{2}(\delta_K - \delta_M)\right), \quad (17)$$

закключаем, что собственные частоты можно в первом приближении аппроксимизировать линейными функциями параметров α_p . Соответственно, для вычисления чувствительности ω_S к изменению α_p можно применить конечно-разностные соотношения:

$$\Delta_{SP} = \left[\omega_S(0) - \omega_S(\alpha_{(P)}^*) \right] / \alpha_{(P)}^*, \quad (18)$$

где $\alpha_{(P)}^*$ - некоторое пороговое значение утонения/утолщения (берется, например, из нормативных документов, из практики проектирования или эксплуатации того или иного типа машин), а массив

$$\alpha_{(P)}^* = \{0, 0, \dots, 0, \alpha_{(P)}^*, 0, \dots, 0\}^T. \quad (19)$$

В нем ненулевым элементом является только $\alpha_{(P)}^*$. В (19) решения $\omega_S(\alpha_{(P)}^*)$ можно вычислить, например, используя точные решения с применением МКЭ. В работе [4] такие решения названы, как указано выше, «реперными». Тогда массив чувствительности Δ_{SP} дает возможность определить величину изменения собственных частот колебаний при произвольном наборе степеней варьирования толщины (в общем случае – все $\alpha_{(P)}$ отличные от нуля):

$$\omega_S(\alpha) = \omega_S(0) - \sum_P \Delta_{SP} \cdot \alpha_P, \quad p = 1, 2, \dots, N. \quad (20)$$

Т.о., получены зависимости, определяющие не только тенденции, но и позволяющие количественно оценить изменения собственных частот колебаний тонкостенных конструкций при варьировании толщин отдельных

листов. Эти соотношения дополняют аналогичные зависимости для компонент напряженно-деформированного состояния и дают возможность в комплексе оценить изменения прочностных, жесткостных и динамических характеристик тонкостенных конструкций при варьировании толщин их отдельных фрагментов (листов, панелей, секций, элементов).

Для подтверждения возможности линеаризации указанных характеристик от параметров $\alpha_{(P)}$, характеризующих степень варьирования толщины отдельных элементов тонкостенных конструкций, был решен ряд тестовых задач для реальных машиностроительных изделий. Ниже описано решение задач для корпуса транспортного средства специального назначения (бронетранспортер БТР-3Е) и корпуса вибромашины типа «Грохот». Поскольку задачи носят демонстрационный характер, толщины всех элементов данных конструкций назначались условно и не соответствуют реальным. Важно было определить сам характер изменения компонент напряженно-деформированного состояния и собственных частот колебаний при варьировании этих толщин.

Результаты исследований корпуса бронетранспортера БТР-3Е. Общий вид модели корпуса бронетранспортера представлен на рисунке 3, а конечноэлементная его модель (на основе Shell-элементов) – на рисунке 4.

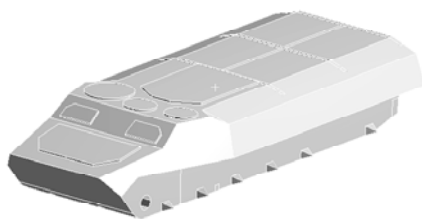


Рис. 3 – Общий вид модели корпуса бронетранспортера

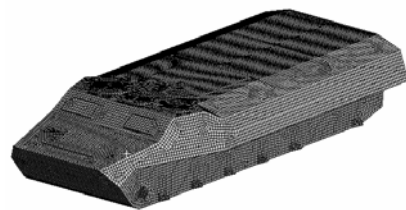


Рис.4 – Конечно-элементная модель корпуса бронетранспортера (на основе Shell-элементов)

На рисунке 5 показаны распределения эквивалентных напряжений, возникающих в корпусе БТР-3Е с варьируемыми толщинами панелей при действии внешнего избыточного давления.

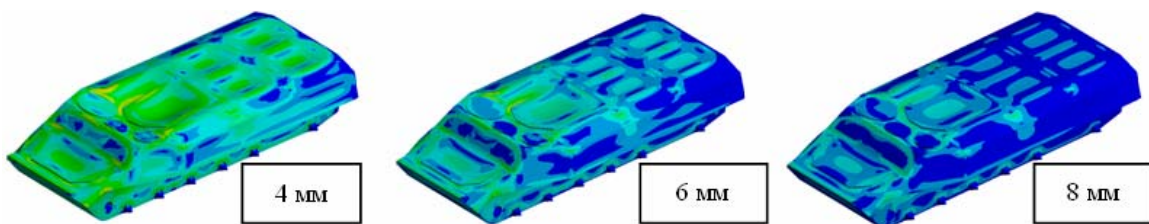


Рис. 5 – Распределения эквивалентных напряжений, возникающих в корпусе БТР-3Е с варьируемыми толщинами панелей при действии внешнего избыточного давления

На рис. 6 – зависимость прогибов и напряжений от степени утонения/утолщения α . Видно, что в достаточно широких диапазонах эти

зависимости можно с приемлемой точностью аппроксимизировать линейными функциями.

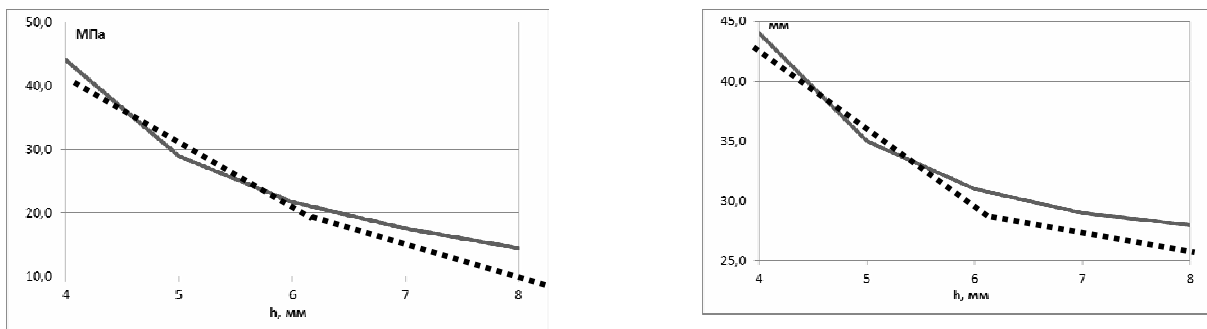


Рис. 6 – Зависимость прогибов и напряжений от степени утонения/утолщения α

На рис. 7 – некоторые формы колебаний корпуса БТР-3Е, а на рис. 8 – зависимость собственных частот колебаний от параметров α . Эти иллюстрации подтверждают возможность линеаризации зависимостей $\omega_s = \omega_s(\alpha)$ с сохранением точности до высоких значений α .

Корпус вибромашины типа «Грохот». На рис. 9 – общий вид корпуса виброударной машины для выбивки крупного вагонного литья, а на рис. 10 – ее разбиение на конечные Shell-элементы.

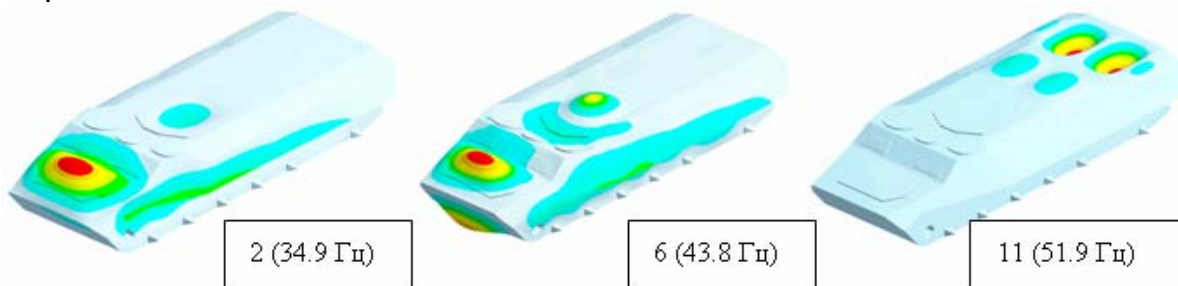


Рис. 7 – Некоторые собственные формы колебаний корпуса МТ-ЛБ (при толщинах элементов корпуса 6 мм)

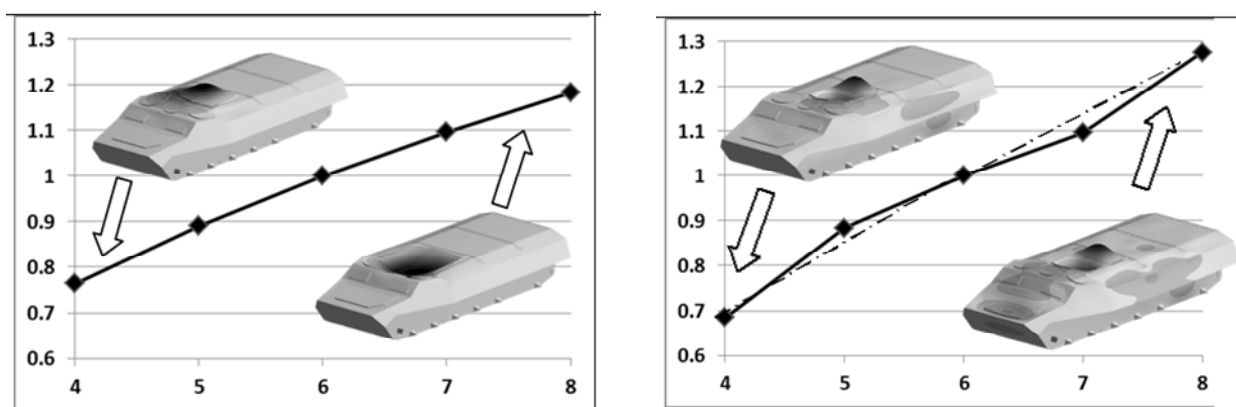


Рис. 8 – Изменения собственной частоты, отнесенной к собственной частоте при толщине элементов корпуса 6 мм, и изменение соответствующей ей формы колебаний при варьировании толщин элементов корпуса в диапазоне 6 ± 2 мм

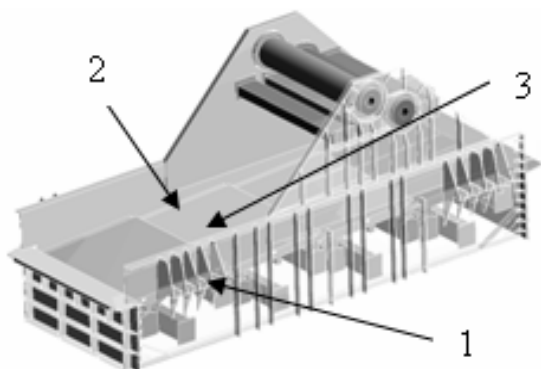


Рис. 9 – Общий вид корпуса виброударной машины

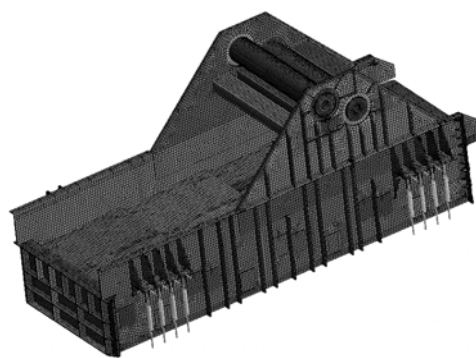


Рис. 10 – Разбиение модели виброударной машины на Shell-элементы

Далее, на рисунке 11, деформированное состояние корпуса при действии на выбивные полотна нагрузки с изолиниями напряжений.

На рисунке 12 – зависимость Z-й компоненты нормальных напряжений от степеней утонения/утолщения листового материала, из которого изготовлен корпус вибромашины (значения фиксировались в трех точках, указанных на рисунке 9).

Данные зависимости наглядно демонстрируют приемлемость линейной аппроксимации зависимости прогибов и напряжений от α .

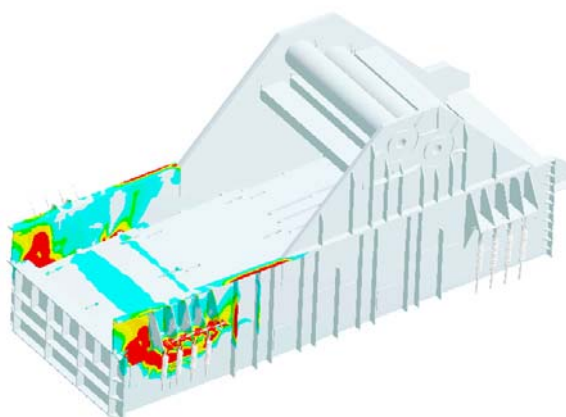


Рис. 11 – Деформированное состояние корпуса при действии на выбивные полотна нагрузки с изолиниями напряжений

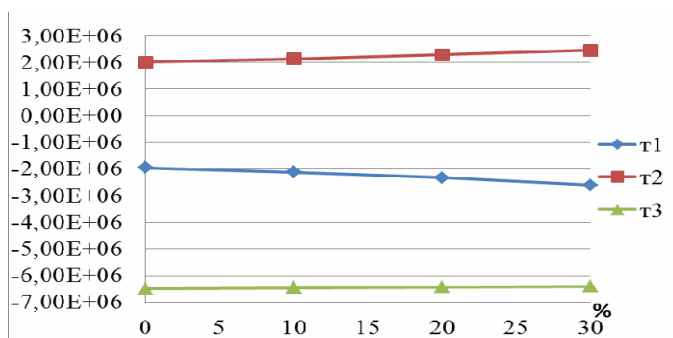


Рис. 12 – Зависимость Z-й компоненты нормальных напряжений от степеней утонения/утолщения листового материала, из которого изготовлен корпус вибромашины (значения фиксировались в трех точках)

Собственные формы колебаний корпуса вибромашины – на рис.13, а на рис. 14 – зависимости его собственных частот колебаний от α .

И здесь так же не вызывает сомнений возможность линеаризации зависимостей собственных частот колебаний $\omega_S(\alpha)$.

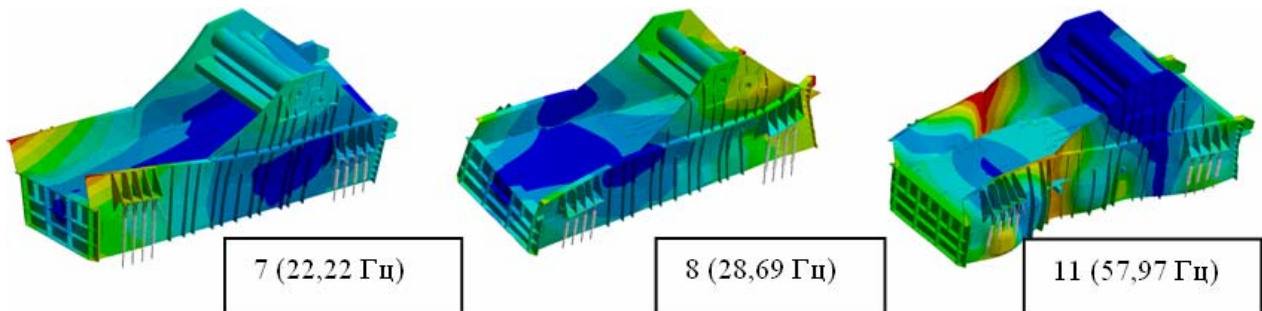


Рис. 13 – Некоторые собственные формы колебаний корпуса вибромашины

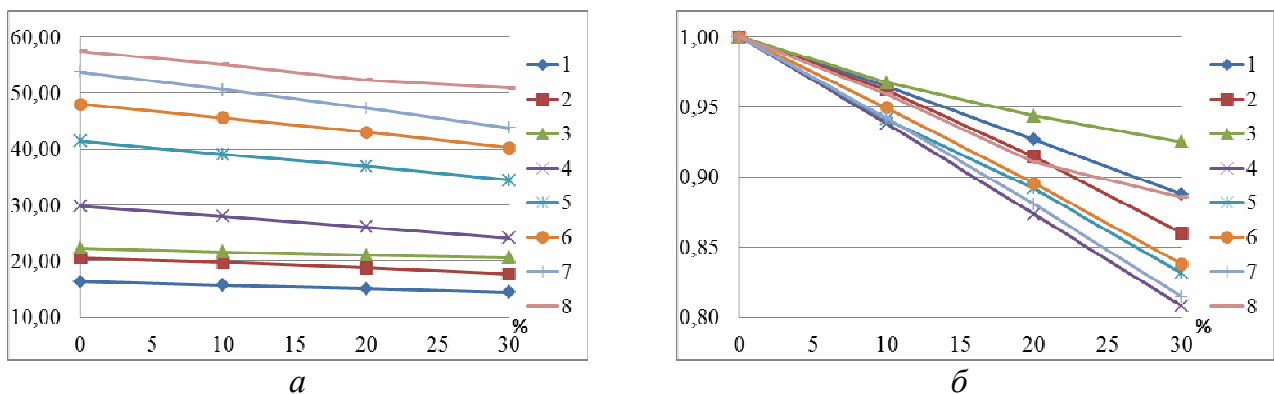


Рис. 14 - «Миграция» собственных частот при утонении элементов конструкции выбивной машины «грохот»: a – абсолютные значения (Гц); b – относительные.

Выводы. В работе предложен новый подход к определению реакции прочностных, жесткостных и динамических характеристик тонкостенных машиностроительных конструкций на варьирование толщин отдельных их элементов.

Для этого используются точные (т.н. «реперные») решения задач анализа напряженно-деформированного состояния и определения спектра собственных частот колебаний методом конечных элементов, а по изменению решений упомянутых задач по сравнению с базовым вариантом (с набором номинальных толщин) вычисляются при помощи конечно-разностных соотношений соответствующие чувствительности. Далее напряженно-деформированное состояние или спектр собственных частот колебаний исследуемой конструкции представляются как линейная функция от степеней утонения/утолщения отдельных элементов исследуемой конструкции.

Полученные результаты дают основания для следующих выводов:

1. Предложенный подход имеет несомненные преимущества по сравнению с методом простого перебора при многовариантных исследованиях с варьированием толщины отдельных элементов тонкостенных машиностроительных конструкций, т.к. обладает высокой оперативностью проведения расчетов по линеаризованным соотношениям.

2. Традиционные алгоритмы теории возмущения приводят к определению «касательной» чувствительности, т.е. сохраняющей приемлемую точность только в малой окрестности базового варианта конструкции. В противовес этому предложенный подход оперирует с «секущей» чувствительностью, которая дает возможность сохранять высокую степень точности построенным аппроксимационным зависимостям в широком диапазоне варьирования α (как показала практика расчетных исследований, до значений порядка 25-30% с максимальной погрешностью около 5%).

3. Представленные иллюстративные материалы для корпусов бронетранспортера и вибромашины подтверждают ранее спрогнозированное и аналитически обоснованные приближенно линейные тенденции изменения прочностных, жесткостных и динамических характеристик тонкостенных конструкций при варьировании толщины отдельных их элементов.

Описанный в работе подход, модели и соотношения могут быть использованы в дальнейшем для анализа реакции напряженно-деформированного состояния и собственных частот колебаний, а также для оперативного решения обратных задач – синтеза такого проектного распределения толщин, которое обеспечивает заданные прочностные, жесткостные и динамические характеристики при ограничениях, например, по массе, причем с использованием хорошо разработанных алгоритмов линейного программирования.

Список литературы: 1. *Fish J. A. First Course in Finite Elements PDF / J. Fish, T. Belytschko.* – John Wiley & Sons Ltd, 2007. – 336 p. 2. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности. Пер. с англ. под ред. Н. В. Баничука / *Васидзу К.* – М.: Мир, 1987. – 542 с. 3. *Биргер И. А.* Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в трех томах. / Под общей ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. 4. *Танченко А. Ю.* Методы расчета напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций при изменении толщины в процессе эксплуатации: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / *Танченко Андрей Юрьевич.* – Харьков, 2013. – 204 с. [захист 27.11.2013]. 5. *Бабаков И. М.* Теория колебаний. 4-е изд., испр. / *И. М. Бабаков.* – М.: Дрофа, 2004. – 591 с. 6. *Бидерман В. Л.* Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для вузов / *В. Л. Бидерман.* – М.: Машиностроение, 1972. – 416 с. 7. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. / Перев. с англ. под ред. Б. Е. Победри. / *О. Зенкевич.* – М.: Мир, 1975. – 542. 8. *Норри Д.* Введение в метод конечных элементов / *Д. Норри, Ж. де Фри.* – М.: Мир, 1981. – 304 с. 9. *Стренг Г.* Теория метода конечных элементов / Г. Стренг, Дж. Фикс. – М.: Мир, 1977. – 349 с. 10. *Zienkiewicz O. C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor.* – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 p. 11. *Галлагер Р.* Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984. – 431 с. 12. *Зенкевич О. К.* Метод конечных элементов в технике / *О. К. Зенкевич.* – М.: Мир, 1975. – 541 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Fish J. A.* First Course in Finite Elements PDF / *J. Fish, T. Belytschko*. – John Wiley & Sons Ltd, 2007. – 336 p. 2. *Vasidzu K.* Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti. Per. s angl. pod red. *N. V. Banichuka / Vasidzu K.* – M.: Mir, 1987. – 542 s. 3. *Birger I. A.* Prochnost. Ustojchivost. Kolebanija. Spravochnik v treh tomah. / Pod obshej red. *I. A. Birgera i Ja. G. Panovko*. – M.: Mashinostroenie, 1968. 4. *Tanchenko A. Ju.* Metody rascheta naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija tonkostennyh konstrukcij pri izmenenii tolshhiny v processe jekspluatacii: dis. kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / *Tanchenko Andrej Jurevich*. – Harkov, 2013. – 204 s. [zahist 27.11.2013]. 5. *Babakov I. M.* Teorija kolebanij. 4-e izd., ispr. / *I. M. Babakov*. – M.: Drofa, 2004. – 591 s. 6. *Biderman V. L.* Prikladnaja teorija mehanicheskikh kolebanij: Ucheb. posobie dlja vuzov / *V. L. Biderman*. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 416 s. 7. *Zenkevich O.* Metod konechnyh jelementov v tehnikе. / Perv. s angl. pod red. *B. E. Pobedri. / O. Zenkevich*. – M.: Mir, 1975. – 542. 8. *Norri D.* Vvedenie v metod konechnyh jelementov / *D. Norri, Zh. de Fri*. – M.: Mir, 1981. – 304 s. 9. *Streng G.* Teorija metoda konechnyh jelementov / *G. Streng, Dzh. Fiks*. – M.: Mir, 1977. – 349 s. 10. *Zienkiewicz O. S.* The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / *O. S. Zienkiewicz, R. L. Taylor*. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 r. 11. *Gallager R.* Metod konechnyh jelementov. Osnovy. – M.: Mir, 1984. – 431 s. 12. *Zenkevich O. K.* Metod konechnyh jelementov v tehnikе / *O. K. Zenkevich*. – M.: Mir, 1975. – 541 s.

Надійшла (received) 01.04.2014

Н. Н. ТКАЧУК, канд. техн. наук, мл. научн. сотр. НТУ «ХПИ»;
Н. Б. СКРИПЧЕНКО, асп. НТУ «ХПИ»;
Н. А. ТКАЧУК, д.т.н, проф. НТУ «ХПИ»

КОНТАКТ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ: СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА

Многие машиностроительные конструкции содержат элементы, основное функциональное предназначение которых – передача значительных эксплуатационных усилий и движений между отдельными телами. Это опоры вращения и скольжения, подшипники, зубчатые колеса, направляющие колонки штампов, кулачки, коленчатые валы, гидрообъемные передачи, механизмы перекачивания и наклона, катки, приводные колеса цепных приводов и гусеничных движителей. При проектировании таких конструкций, соответственно, возникают две последовательные задачи, связанные логикой и последовательностью проектно-исследовательских работ: геометрический синтез поверхностей этих деталей и анализ напряженно-деформированного состояния образуемых сложнопрофильных тел с учетом контактного взаимодействия. В статье описаны постановка и подходы к решению задач анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Дискретизация осуществляется методом граничных элементов. На основе единой системы разрешающих уравнений поставлена обратная задача синтеза геометрической формы поверхностей контактирующих тел, обеспечивающих распределений контактных давлений.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, метод граничных интегральных уравнений, метод граничных элементов, шероховатость, контактное давление, геометрический синтез, сложнопрофильное тело, кинематически генерируемая поверхность, принцип Калькера, вариационное неравенство.

Введение. Как указывается в статье [1], многие машиностроительные конструкции содержат элементы, основное функциональное предназначение которых – передача значительных эксплуатационных усилий и движений между отдельными телами (детальями). Это, например, опоры вращения и скольжения, подшипники, зубчатые колеса, направляющие колонки штампов, кулачки, коленчатые валы, гидрообъемные передачи, механизмы перекачивания и наклона, катки, приводные колеса цепных приводов и гусеничных движителей. Для них характерно то свойство, что основные взаимные движения осуществляются перекачиванием (со скольжением или без) сопряженных поверхностей взаимодействующих друг с другом тел, а основным рабочим усилием является нормальная сила контактного взаимодействия. При проектировании таких конструкций, соответственно, возникают две последовательные задачи, связанные логикой и последовательностью проектно-исследовательских работ: геометрический синтез поверхностей этих деталей и анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) образуемых сложнопрофильных тел (СПТ) с учетом контактного взаимодействия.

Анализ основных достижений и литературы. Сформулированные выше задачи получили частичное решение в работах [1, 2]. При этом в качестве метода геометрического синтеза был использован кинематический метод

Литвина [3], а для анализа напряженно-деформированного состояния взаимодействующих тел привлечены модели Герца, методы конечных элементов (МКЭ) и граничных элементов (МГЭ). В целом в конечном итоге была создана достаточно эффективная методология, направленная на последовательно-итерационное решение задач геометрического синтеза и анализа НДС (именно в такой последовательности).

В то же время, как показывает анализ многих конструкций, требования к сопряженным поверхностям, записанные в виде строгих уравнений, допускающих, как правило, единственное решение, формально оказываются излишне жесткими. Для таких случаев условия кинематического сопряжения могут зачастую быть ослаблены и записаны в виде неравенств, требований выпуклости, соотношения радиусов кривизн и т.д.

Таким образом, возникает некоторая свобода варьирования геометрической формы при синтезе сопряженных в подвижном контакте поверхностей, образующая подмножество G возможных решений. Если теперь принять во внимание, что в соотношения для анализа НДС с учетом контактного взаимодействия входит в качестве исходных данных геометрическая информация о контактирующих поверхностях, то возникает возможность за счет варьирования их геометрической формы провести ее оптимизацию внутри области кинематически допустимых решений G . На этом этапе получаем полностью связанную задачу анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза (теперь в таком порядке в формальной записи). Эта новая задача являлась предметом рассмотрения в работе [1]. Однако при этом не были учтены наличие и податливость упругого слоя, моделирующего свойства шероховатых поверхностей взаимодействующих тел при контакте.

Целью настоящих исследований является разработка общего подхода к решению поставленной задачи и одной из возможных ее математических формулировок с учетом наличия между контактирующими телами упруго деформируемой прослойки, с некоторой степенью приближения описывающей влияние микрорельефа шероховатых поверхностей тел, находящихся в контакте.

Постановка и общая формулировка задачи. Рассмотрим вначале подвижный контакт гладких тел 1 и 2, ограниченных кинематически генерируемыми поверхностями (КГП) [2], по которым эти тела сопрягаются в ходе непрерывного взаимного движения. Как известно, условие реализации такого движения [3]:

$$\mathbf{V}_{12} \times \mathbf{n} = 0, \quad (1)$$

где \mathbf{V}_{12} – скорость относительного движения тел 1 и 2; \mathbf{n} – вектор нормали в точке текущего сопряжения тел по кинематически генерируемым поверхностям, при задании (или фиксировании) формы поверхности одного из

тел приводит к формированию системы нелинейных уравнений, из которых по координатам точки заданной поверхности можно восстановить координаты точки, ей сопряженной, на искомой КГП. При определенных дополнительных условиях из (1) формируется система двух облаков попарно сопряженных точек кинематически генерируемых поверхностей, обеспечивающих двухпараметрическое взаимное движение тел 1 и 2.

В то же время, как отмечалось выше, изменяя условия задания поверхностей тел 1 и 2, а также требований к их взаимным движениям, можно отойти от чрезмерно жестких условий (1).

Рассмотрим некоторые частные случаи.

1. *Случай однопараметрического движения при точечном первоначальном контакте.* В относительном движении тел 1 и 2, занимающие области Ω_1 и Ω_2 , которые ограничены КГП S_1 и S_2 соответственно, совершают перемещения, для которых вектор относительной скорости \mathbf{V} содержит только одну ненулевую компоненту (рис. 1):

$$\mathbf{V} = \{V_1; V_2\}^T, \quad V_1 \neq 0; \quad V_2 \equiv 0. \quad (2)$$

Тогда для реализации такого движения достаточно выполнения условия

$$R_{11} < R_{12}, \quad \pi_1 \cap \pi_2 = \{M\}, \quad (3)$$

где R_{11}, R_{12} – радиусы кривизны поверхностей 1 и 2 в одной из плоскостей Π_1 (xOz) главных кривизн; π_1, π_2 – профили, образуемые пересечением другой плоскости главных кривизны Π_2 (yOz) с поверхностями S_1 и S_2 соответственно:

$$\pi_1 = \Pi_2 \cap S_1, \quad \pi_2 = \Pi_2 \cap S_2. \quad (4)$$

Точка М в этом случае является точкой *первоначального контакта в ненагруженном состоянии* тел 1 и 2:

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{M\}. \quad (5)$$

Если множеством *первоначального контакта* является линия L , то имеем:

2. *Случай однопараметрического движения при линейчатом первоначальном контакте:*

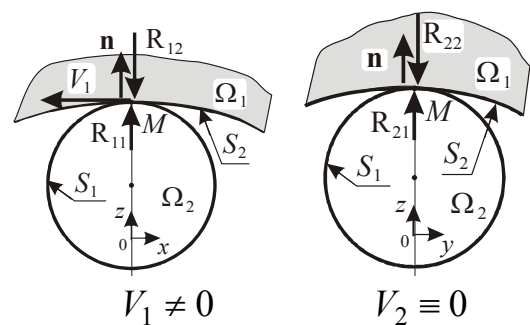


Рис. 1 – Случай однопараметрического взаимного движения тел 1 и 2

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{L\}; \pi_1 \cap \pi_2 = \{L\}. \quad (6)$$

Ограничения – те же, что и для случая 1.

3. *Случай первоначального контакта по поверхности S* . Если

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{S\}, \quad (7)$$

то возможны варианты:

- если S – часть плоскости, возможны три взаимных движения тел 1 и 2;
- если S – цилиндрическая поверхность, то – два;
- если S – произвольная поверхность вращения или винтовая поверхность, то – одно;
- если S – поверхность общего вида, то реализуется неподвижный контакт тел 1 и 2.

Для последнего случая:

$$V \equiv 0 \quad (8)$$

и реализуется контакт по конгруэнтным, совпадающим, согласованным [4] поверхностям.

Уравнения (5)-(7) описывают разные случаи геометрической локализации контактного сопряжения без нагрузки. Они определяют вместе с другими соотношениями (2)-(8) условия кинематического сопряжения абсолютно твердых тел 1 и 2 по кинематически генерируемым поверхностям S_1, S_2 . При этом явно или неявно задаваемые ограничения типа (3) или (6), (7) определяют подмножество G , конкретизируемое для того или иного объекта по-разному. Например, это может быть условие отсутствия подрезания в зубчатом зацеплении, недопущения интерференции материала шарового поршня и беговой дорожки в радиальной гидропередаче [5], отсутствие взаимопроникновения опорного материала сегмента механизма наклона плавильной печи в элементы базовой опорной конструкции [6].

Таким образом, формально кинематически генерируемые поверхности S_1, S_2 можно определить как подмножество пар поверхностей,

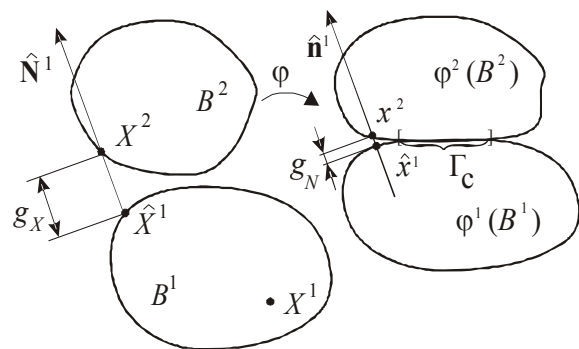


Рис. 2 – Кинематика контакта тел 1 и 2 с гладкой границей:

φ – отображение из начальной в актуальную конфигурацию; Γ_c – область контакта тел в актуальной конфигурации; Ω_1, Ω_2 – области, занимаемые телами 1 и 2

удовлетворяющих кинематическим условиям G сопряжения абсолютно твердых тел Ω_1 и Ω_2 .

Учитывая, что в общем случае поверхности S_1, S_2 имеют сложную форму, то и, соответственно, тела Ω_1 и Ω_2 будут сложнопрофильными. Эти сложнопрофильные тела на этапе расчета напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия представимы в виде деформируемых гладких тел с непрерывно поворачивающейся нормалью на S_1, S_2 .

Следуя [2, 4, 7], условие непроникновения можно записать в виде (рис. 2):

$$g_N = (x^2 - \hat{x}^1) \cdot \hat{n}_1 \geq 0. \quad (9)$$

Здесь g_N – зазор между поверхностями; \hat{n}_1 – нормаль к Γ_c . Выполнение условия неотрицательности этой функции и обеспечивает отсутствие взаимного проникновения тел (т.е. интерференции материалов тел 1 и 2).

При малых деформациях для геометрически линейной модели деформирования можно записать условие непроникновения в виде:

$$(u^2 - \hat{u}^1) \cdot \hat{n}^1 + g_X \geq 0, \quad (10)$$

где $u^\alpha, \alpha = 1, 2$ – перемещения тел: $x^\alpha = X^\alpha + u^\alpha$, а $g_X = (X^2 - \hat{X}^1) \cdot \hat{N}^1$ – первоначальный зазор между телами 1 и 2 в начальной конфигурации.

Основными сложностями при включении условий (9), (10) в модели контакта является их нелинейность. Контактное взаимодействие является односторонним ограничением [4, 7-11]. Величина нормальных контактных давлений p_N (т.е. действующих по нормали к поверхности контакта) определяется как реакция в зоне контакта S и вычисляется по активным ограничениям в системе. Контактные давления в случае без адгезии должны быть сжимающими: $p_N = p_N^1 = p_N^2 \leq 0$. Таким образом, следуя [2], обобщая оба возможных случая: контакта, когда $g_N = 0$ и $p_N < 0$, и отрыва, когда $g_N > 0$ и $p_N = 0$, можно записать следующие соотношения на границе:

$$g_N \geq 0; \quad p_N \leq 0; \quad p_N g_N = 0. \quad (11)$$

Они известны как условия Герца-Синьорини для нормального контакта тел без трения. Эта запись используется в различных постановках контактных задач как задач минимизации с ограничениями. Соотношения (11) естественным образом повторяют условия Каруши-Куна-Таккера в задачах выпуклого программирования. При этом следует отметить их

недифференцируемость, в результате чего многообразие допустимых состояний в слабых (вариационных) постановках контактных задач также является недифференцируемым.

Кинематическая модель контакта деформируемых тел приводит к соотношениям, относящимся лишь к границам S_1 и S_2 тел 1 и 2. Для построения замкнутой математической модели напряженно-деформированного состояния тел 1 и 2 с учетом контакта необходимо использовать уравнение состояния в самих телах. В случае контакта линейно упругих тел система соотношений теории упругости для каждого из тел имеет вид [12] (индексы 1 и 2 опускаются):

$$\operatorname{Div} \sigma + \mathbf{f} = 0, \quad X \in B; \quad (12) \quad \varepsilon(\mathbf{u}) = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)/2; \quad (13) \quad \sigma_{ij} = E_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (14)$$

где σ, ε, E – тензоры напряжений, деформаций и модулей упругости.

На границе тел 1 и 2 будем рассматривать три типа граничных условий:

- кинематические (типа Дирихле) $\mathbf{u} = \mathbf{u}_\Gamma, \quad X \in \Gamma_u; \quad (15)$

- силовые (типа Неймана) $\sigma \mathbf{n} = \mathbf{t}_\Gamma, \quad X \in \Gamma_\sigma; \quad (16)$

- условия контакта (10), где $u_N = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ – нормальное смещение точек поверхности, t_Γ – заданное внешнее давление на поверхностях тел.

Условия (10) задают вместе с классическими граничными условиями (15), (16) подмножество K допустимых распределений перемещений \mathbf{u} . На этом множестве $\mathbf{u} \in K$ ищется решение задачи (u, p_N) . В частности, с применением теории вариационных неравенств [13-15] можно локальную постановку задачи анализа НДС с учетом контактного взаимодействия тел 1 и 2 свести к вариационному неравенству:

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) \geq L(\mathbf{v} - \mathbf{u}) \quad \forall \mathbf{v} \in K, \quad \mathbf{u} \in K. \quad (17)$$

Здесь $a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) = \sum_{\alpha=1}^2 a_\alpha(\mathbf{u}_\alpha, \mathbf{v}_\alpha - \mathbf{u}_\alpha); \quad L(\mathbf{v}) = \sum_{\alpha=1}^2 L_\alpha(\mathbf{v}_\alpha)$, т.е. a и L суть суммы билинейной и линейной форм для каждого из тел 1 и 2:

$$a_\alpha(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) = \int_{\Omega_\alpha} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(\mathbf{u} - \mathbf{v}) d\Omega, \quad (18)$$

$$L_\alpha(\mathbf{v} - \mathbf{u}) = \int_{(\Gamma_\alpha)} t_\Gamma(\mathbf{v} - \mathbf{u}) d\Gamma \quad (19)$$

(здесь индексы α в \mathbf{u}, \mathbf{v} опущены).

В свою очередь вариационное неравенство (17) имеет решением аргумент функционала I , на котором он достигает минимума

$$I(\mathbf{u}) = 1/2 a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) - L(\mathbf{u}) \rightarrow \min, \mathbf{u} \in K. \quad (20)$$

Итак, описывая геометрическую форму взаимодействующих гладких тел 1 и 2 в начальной конфигурации обычными или обобщенными параметрами $\bar{p}_1, \bar{p}_1, \dots, \bar{p}_{N_p}$, которые формируют вектор $\bar{\mathbf{P}}$, получаем из условия кинематического сопряжения абсолютно твердых тел подмножество G , которое можно идентифицировать в виде системы ограничений

$$G(\bar{\mathbf{P}}) \geq 0. \quad (21)$$

При этом подразумевается справедливость прямого и обратного соответствий:

$$S_1 = S_1(\bar{\mathbf{P}}); \quad S_2 = S_2(\bar{\mathbf{P}}); \quad (22) \quad \bar{\mathbf{P}} = \bar{\mathbf{P}}(S_1, S_2). \quad (23)$$

Тогда (21) можно представить в виде:

$$G(\bar{\mathbf{P}}(S_1, S_2)) \geq 0. \quad (24)$$

В актуальной конфигурации деформируемые твердые тела удовлетворяют условию минимума функционала

$$I(\mathbf{u}, S_1, S_2) \rightarrow \min, \mathbf{u} \in K(S_1, S_2), \quad (25)$$

где поверхности S_1, S_2 можно рассматривать как параметры, неявно присутствующие в определении форм a и L (через $\Omega_\alpha = \Omega_\alpha(S_\alpha)$; $\Gamma_\alpha = \Gamma_\alpha(S_\alpha)$, $\alpha = 1, 2$), а также K (через ограничения (10), записанные для функций \mathbf{u}_α , определенных на S_α , $\alpha = 1, 2$).

Таким образом, задачу определения напряженно-деформированного состояния гладких тел 1 и 2 с учетом контактного взаимодействия по кинематически генерируемым поверхностям S_1, S_2 можно представить как связанную задачу (25), (24). Ее можно сформулировать как задачу поиска \mathbf{u} , доставляющего минимум некоторому функционалу I на выпуклом множестве K при варьируемых в пределах подмножества G КПП S_1 и S_2 .

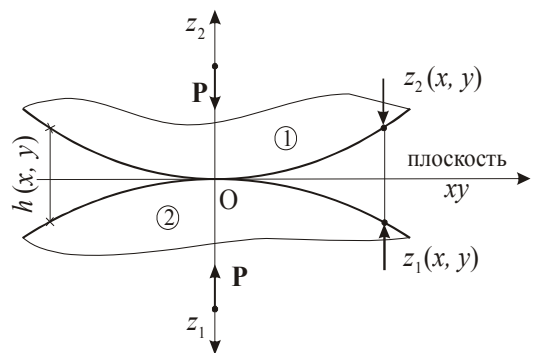


Рис. 3 – Представление локального зазора между контактирующими телами

Материалы исследований. Гранично-элементарная формулировка связанной задачи. Сложность решения связанной задачи (24), (25) состоит, прежде всего, в трудностях при оперировании с геометрической информацией (т.е. определении S_1, S_2 , подмножества G , а также способа варьирования S_1 и S_2). В общем случае это можно осуществлять путем варьирования параметров $\bar{p}_i \in \bar{\mathbf{P}}$. Тогда S_1 и S_2 изменяются, влияя на напряженно-деформированное состояние. Однако при таком способе варьирования трудно контролировать локальные и глобальные свойства поверхностей S_1 и S_2 (например, радиусы кривизны и область, занимаемую сопряженными поверхностями). Наоборот, оперируя ими, сложно подчинять поверхность условиям кинематического сопряжения.

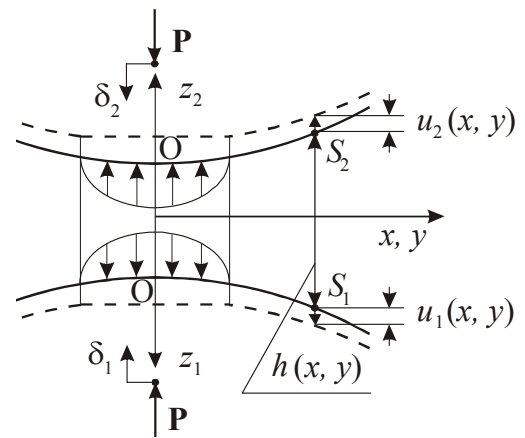


Рис. 4 – Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия

В то же время при некоторых условиях можно предложить способ прямого сопряжения геометрических данных и полевых распределений искомых компонент НДС. Так, например, если форма и размеры взаимодействующих тел удовлетворяют условиям гладкости S_1 и S_2 , а также возможности интерпретации Ω_1, Ω_2 как полупространств, можно использовать один из вариантов метода граничных интегральных уравнений (МГИУ), описанный в [1, 2]. В соответствии с [1, 2] для описания зазора между контактирующими телами 1 и 2 вводится система координат, центр которой (точка О) традиционно располагается на линии действия прижимающей силы \mathbf{P} (рис. 3). Оси z_1 и z_2 имеют направление вовнутрь тел 1 и 2. Тогда уравнения каждой из поверхностей можно записать как $z_i = z_i(x, y), i = 1, 2$, а зазор – соответственно как $h = h(x, y) = z_1(x, y) + z_2(x, y)$.

В деформированном состоянии оба гладких тела 1 и 2 приводятся в контакт по некоторой площадке. При этом перемещение произвольной точки поверхностей S_i каждого из тел в направлении оси z складывается из смещения тела как жесткого – δ_i и отклонения u_{z_i} (рис. 4) от недеформированной формы соответствующей поверхности (соответствует деформациям, которые вызваны действием искомого контактного давления). Тогда приходим к следующей общепринятой записи нелинейных соотношений для нормального контакта:

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{в контакте;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{вне зоны контакта.} \end{cases} \quad (26)$$

При этом для упругого полупространства известно интегральное соотношение между нормальным давлением и нормальными перемещениями точек границы (рис. 5) [12]:

$$u_z(x, y) = (1 - \nu^2) / \pi E \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta, \quad (27)$$

$$\rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}.$$

Выражая перемещения $u_{z_1}(x, y)$ и $u_{z_2}(x, y)$ через единую функцию распределения давления $p(x, y)$, получаем:

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) \times \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta. \quad (28)$$

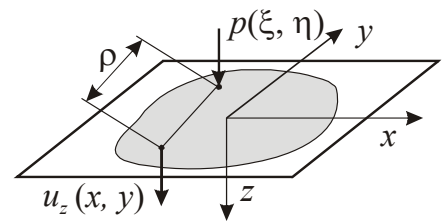


Рис. 5 – Перемещение границы полупространства под действием нормального усилия

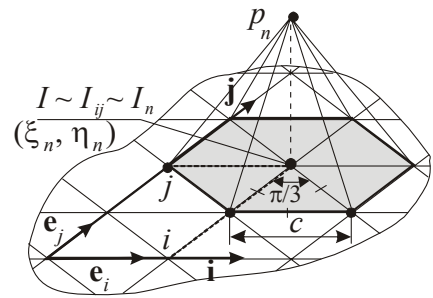


Рис. 6 – Регулярная треугольная сетка и пирамидальный элемент давления

Здесь $\nu_i, E_i, i = 1, 2$ – упругие параметры материалов каждого из контактирующих тел. Площадка контакта S и распределение давлений $p_N = p(\xi, \eta)$ (здесь и ниже $p \geq 0$ с учетом принятых на рис. 4-6 направлений), фигурирующие в правой части равенства, являются искомыми неизвестными. Для дискретизации разрешающих соотношений используется кусочно-линейное представление распределения действующих усилий, которому отвечают непрерывные и гладкие смещения точек поверхности, что характерно для контакта сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями. Искомая функция контактных давлений $p_N = p(x, y)$ аппроксимируется суперпозицией массива пирамидальных элементарных распределений с вершинами в узлах регулярной сетки с шагом c , состоящей из равносторонних треугольников (рис. 6, 7). При этом она полностью

определяется дискретным набором конечного числа узловых значений давлений p_n : $p(\xi, \eta) \cong \sum_n \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n$.

Для нахождения искомых величин усилий в узлах сетки, которые наилучшим способом удовлетворяют условиям на границе, применимы различные подходы [2], в частности, вариационный метод (принцип Калькера). При его использовании в качестве действительных принимаются такие узловые значения контактных давлений, которые минимизируют функционал энергии [16]. При этом требуется способ вычисления нормальных смещений (28) для используемого типа аппроксимирующих давлений. Такая задача эквивалентна определению перемещений u_z , которые отвечают каждой из базисных нагрузок. В работе [2] описан способ аналитического вычисления коэффициентов такого представления.

Для узловых точек с некоторым индексом n , соответствующим паре номеров (i, j) :

$$u_n = \sum_m C_{nm} p_m, \quad (29)$$

где C_{nm} – компоненты матрицы коэффициентов влияния C , которая связывает узловые значения перемещений точек границы S с узловыми значениями контактных давлений.

Согласно принципа Калькера [16], для истинных областей контакта и контактного давления, действующего в сопряжении тел 1 и 2, достигается минимум функционала полной дополнительной работы Φ на множестве всех возможных неотрицательных распределений давлений p . Вид этого функционала:

$$\left\{ \Phi(p) = \frac{1}{2} \int_S p(u_{z_1} + u_{z_2}) dS + \int_S p(h - \delta) dS \rightarrow \min; \quad p(\xi, \eta) \geq 0 \text{ в } S. \right.$$

Из этого условия с учетом (29) получаем:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне зоны контакта,} \end{cases} \quad (30)$$

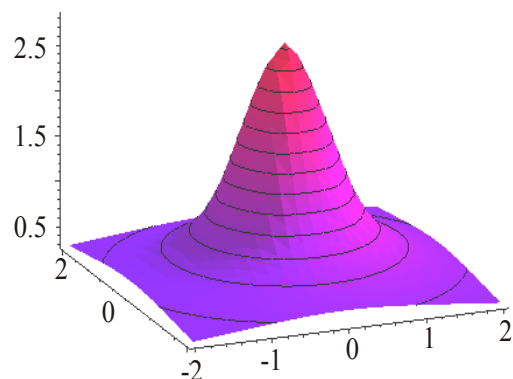


Рис. 7 – Распределение перемещений точек поверхности полупространства от действия давления (см. рис. 6)

где $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарное сближение тел; $h_n = h(x_n, y_n)$ – узловые значения первоначального зазора.

Условие неотрицательности контактных давлений накладывает на искомые узловые значения следующие ограничения:

$$p_m \geq 0, m = 1, N. \quad (31)$$

Кроме того, вне зоны контакта контактные давления должны быть нулевыми, откуда

$$p_m = 0, J_m - \text{вне зоны контакта}. \quad (32)$$

Интегральное соотношение для p_m :

$$\sum_m \sqrt{3} c^2 p_m / 2 = P. \quad (33)$$

Система соотношений (30)-(33) разрешается единственным образом относительно искомых неизвестных $\{p_m\}_{m=1}^N$ и δ . При их определении форма и размеры области контакта S обычно неизвестны. Поэтому для начала обычно строится сетка и делается начальное предположение о текущем (начальном) приближении области контакта S таким образом, чтобы принадлежащие ей узлы заведомо покрывали настоящую область контакта. В ходе последующей итерационной процедуры одновременно уточняются как форма области контакта, так и значения контактных узловых давлений. На каждом шаге итерационного уточнения имеется множество N_c , состоящее из текущих индексов n_c тех узлов, которые предположительно входят в контакт. Для этих узлов должны выполняться уравнения из системы (30), а также равенство (33):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c} p_{m_c} - \delta = h_{n_c}, n_c \in N_c; \quad \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{array} \right. \quad (34)$$

Последнее равенство в полученной системе записано с учетом условия (32): $p_m = 0, m \notin N_c$. Соотношения (34) образуют систему линейных алгебраических уравнений из $(N_c + 1)$ -го уравнения относительно такого же числа неизвестных. Матрица этой системы формируется из коэффициентов матрицы влияния C_{nm} и весовых множителей из равенства (33). Данная система имеет единственное решение. Полученные как ее текущее решение узловые значения $\{p_{m_c}\}_{m_c \in N_c}$ могут оказаться такими, что будут нарушать

условие (31). Это будет означать, что текущие размеры зоны контакта завышены. Тогда индексы узлов, в которых это нарушение зафиксировано, исключаются из множества N_c , и производится следующий шаг итерации. Так происходит до той поры, пока решение системы (34) даст неотрицательные искомые узловые давления в зоне контакта.

В большинстве случаев этот результат является окончательным. Однако при этом требуется дополнительная проверка на выполнение второго типа из условий, представленных в (30). Вне зоны контакта S не должно наблюдаться взаимного проникновения взаимодействующих тел. Если же в части узлов, не вошедших в текущее приближение области контакта, не будут соблюдаться указанные неравенства, то их индексы включаются во множество N_c и повторяется итерационная процедура.

Основываясь на представленных выше подходах, можно, следуя тому же руслу выкладок, перейти к исследованию контакта шероховатых тел.

Начиная с этого момента, нужно, соблюдая логику и сохраняя подход, вместе с тем дополнить и модифицировать некоторые разрешающие соотношения, составляющие содержание работы [1]. Обратившись к статье [17], можно для линейно упругого винклера слоя, в первом приближении моделирующего свойства шероховатости контактирующих тел, скорректировать приведенные выше соотношения, внося в диагональные компоненты матрицы коэффициентов влияния C слагаемые, описывающие податливость λ введенного слоя. Тогда следует сделать замену

$$C \rightarrow (C + \lambda E),$$

где E – единичная матрица.

Диагональная добавка к матрице коэффициентов влияния является коэффициентом λ в законе линейной связи «давление-перемещение» для упругого слоя, моделирующего упругие свойства шероховатого слоя. Все предыдущие выкладки и соотношения остаются в силе, однако с измененными свойствами.

Результаты исследований. Анализ представленных соотношений дает основание для следующих выводов.

1. Формально уравнения (34) объединяют в прямом «сконденсированном» виде:

- физико-механические характеристики исследуемой системы (они представлены матрицей коэффициентов влияния C_{nm} , в т.ч. учитывающей и податливость винклера слоя, моделирующего шероховатость контактирующих тел);
- компоненты напряженно-деформированного состояния (в виде распределений контактных давлений p_m , через которые по известным соотношениям восстанавливаются все компоненты векторов перемещений,

напряжений и деформаций на границах и внутри областей Ω_1, Ω_2);

- интегральное усилие \mathbf{P} ;
- трансляционное сближение тел – δ ;
- геометрическая форма сопряженных поверхностей (натянуты на дискретное множество ординат h_1, h_2 в узловых точках).

2. Полученная система уравнений является формально линейной по узловым контактными давлениям p , суммарным зазорам h , смещениям δ и силе P .

3. Формально решение (p_m, δ) не зависит от распределения узловых значений расстояний до поверхности S_1 и S_2 (т.е. h_1, h_2 соответственно), а только от их суммы $h = h_1 + h_2$. Таким образом, при предложенном подходе система не отражает индивидуальность каждой из сопряженных поверхностей, а только суммарность зазора между ними. Иными словами, распределение контактного давления «индифферентно» по отношению к условному «переносу» тонкого поверхностного слоя из одного тела на другое. В частности, одну из поверхностей (S_1 или S_2) можно «уплосщить» за счет такой процедуры, отнеся все их суммарные отступления от плоской формы на другую. То же справедливо и для податливостей поверхностных слоев каждого из тел: они, суммируясь, фигурируют в качестве общей податливости λ .

4. Система уравнений (34) относительно искомого (p_m, δ) хотя и выглядит идентично линейным алгебраическим уравнениям, не является по сути линейной в силу ограничений на неотрицательность p_m внутри области контакта, в силу их обнуления вне этой зоны, а также в силу недопустимости контакта вне этой области.

5. Формально систему (34) можно «инвертировать», т.е. трактовать ее как уравнения относительно неизвестных (p_m, δ) , доставляющих системе сближение δ и навязанное распределение p_m . При этом, если потребовать обнуление зазора в центральной точке (например, соответствующей номеру μ в сплошной нумерации узлов), то сближение δ определяется из соотношения $\delta = \sum_n C_{\mu n} p_n$. При этом естественным следствием этого условия является ограничение $h_n \geq \delta \forall n$. Т.о., задавая распределение p_n , мы в данном случае однозначно определяем δ .

Последний из выводов отображает свойство обратимости и связанности, выраженное в системе уравнений (34) в явном виде. Действительно, при анализе напряженно-деформированного состояния (т.е. когда искомыми являются (p_m, δ) при заданных (h_m, P)) геометрическую форму поверхностей (в смысле интегральную функцию зазора, см. вывод 3) задает набор h_m , при этом варьирование геометрической формы осуществляется путем

покомпонентного изменения h_m . С другой стороны, при определении формы зазора в сопряжении контактирующих тел (т.е. когда искомые и заданные величины меняются местами) можно задавать желательное распределение контактного давления p_m путем назначения его узловых значений, а также варьировать его, просто меняя покомпонентно массив этих узловых контактных давлений. При этом следует заметить, что и прямая (см. вывод 4), и обратная трактовка системы уравнений (34) не позволяет оперировать с ними как с линейными, поскольку действует, кроме них, еще и множество ограничений (30)-(32).

Предложенная система соотношений дает возможность, оперируя в основном только с ней, организовать решение связанной задачи анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза.

Таким образом, задавая некоторое ограничение или критерий (по напряжениям, контактному давлению, перемещениям), можно непосредственно из той же разрешающей системы уравнений, что и для задачи анализа напряженно-деформированного состояния, определять решение задачи синтеза геометрической формы контактирующих тел, а также подбора податливости упругого слоя, моделирующего по упругим свойствам шероховатость поверхностей контактирующих тел, на основе некоторых дополнительных критериев.

Выводы. Предложенный в статье подход объединяет в едином цикле, причем на базе одной и той же системы разрешающих соотношений, процедуры анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза поверхностей сложнопрофильных тел, контактирующих с возможностью взаимного движения или без него. Эти особенности отличают данную постановку от традиционных, обеспечивая большую эффективность численных исследований. Кроме того, в данной статье учтен дополнительный важный фактор – податливость винклерова слоя, описывающего шероховатость как источник больших величин сближения тел по сравнению с гладкими.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению ряда прикладных задач для элементов конкретных машиностроительных конструкций, в т.ч. – и для синтеза их проектно-технологических параметров.

Список литературы: 1. Ткачук Н. Н., Ткачук Н. А. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: Механіка та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 75-86. 2. Ткачук М. М. Аналіз контактної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично спряженими поверхнями: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.02.09 – Харків, 2010. – 203 с. 3. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений – М.: Наука, 1968. – 584 с. 4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия – М.: Мир, 1989. – 509 с. 5. Аврунин Г. А. и др. Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.14-21. 6. Ткачук Н. А., Ткачук Н. Н., Полищук Т. В. Контактное взаимодействие элементов конструкций с кинематически генерируемыми поверхностями // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Транспортне машинобудування”. – 2007. – №33. – С. 176–183. 7. Wriggers

P. Computational Contact Mechanics – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. **8.** *Greenwood J. A., J. P. Williamson.* The contact of normally-flat surfaces // *Proceedings of the Royal Society of London.* – 1966. – Vol. 295. – P. 300-379. **9.** *Kragelsky I. V.* Tribology – Lubrication, Friction, and Wear // *Alisin Professional Engineering Publishing.* – 2001. – P. 521-529. **10.** *Childs T. C.* The persistence of asperities in indentation experiments – *Wear*, 1973. – Vol. 25. – P. 3-11. **11.** *Mikic B. B.* Analytical studies of contact of nominally flat surfaces and effect of previous loading // *Journal of Lubrication Technology.* – 1971. – Vol. 93. – P. 451-459. **12.** *Работнов Ю. Н.* Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 712 с. **13.** *Дюво Г., Лионс Ж.-Л.* Неравенства в механике и физике. – М.: Наука, 1980. – 383 с. **14.** *Гловински Р.* Численное исследование вариационных неравенств / Р. Гловински, Ж. Л. Лионс, Р. Тремольер. – М.: Мир, 1979 – 574с. **15.** *Кравчук А. С.* К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров // *Прикладная математика и механика.* – Том 41. – 1977.- с. 329-337. **16.** *Kalker J. J.* Variational principles of contact elastostatics. – *J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – Vol. 20. – 199 p. **17.** *Скрипченко Н. Б., Ткачук Н. Н., Ткачук Н. А., Мухин Д. С.* Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов // *НТУ «ХПИ». Серія: Проблеми механічного приводу* –2013 – № 41. – С. 129-138.

Bibliography (transliterated): **1.** *Tkachuk N. N., Tkachuk N. A.* Kontakt slozhnoprofilnyh tel: svyazannaja zadacha analiza naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija i geometricheskogo sinteza // *Visnik NTU „HPI”. Tem. vip.: Mehanika ta mashinobuduvannja.* – 2011. – №2. – S. 75-86. **2.** *Tkachuk M. M.* Analiz kontaktnoi vzaemodii skladnoprofilnih elementiv mashinobudivnih konstrukcij z kinematichno sprjazhenimi poverhnjami: diss. kandidata tehn. nauk: 05.02.09 – Harkiv, 2010. – 203 s. **3.** *Litvin F. L.* Teorija zubchatyh zaceplenij – М.: Nauka, 1968. – 584 s. **4.** *Dzhonson K.* Mehanika kontaktnogo vzaimodejstvija – М.: Mir, 1989. – 509 s. **5.** *Avrunin G. A. i dr.* Obemnaja gidroperedacha s sharikovymi porshnjami GOP-900: harakteristiki i tehniceskij uroven // *Mehanika ta mashinobuduvannja.* – 2004. – №1. – S.14-21. **6.** *Tkachuk N. A. Tkachuk N. N., Polishhuk T. V.* Kontaktnoe vzaimodejstvie jelementov konstrukcij s kinematicheski generiruemymi poverhnostjami // *Visnik NTU „HPI”. Tem. vip.: „Transportne mashinobuduvannja”.* – 2007. – №33. – S. 176–183. **7.** *Wriggers P.* Computational Contact Mechanics – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. **8.** *Greenwood J. A., J. P. Williamson.* The contact of normally-flat surfaces // *Proceedings of the Royal Society of London.* – 1966. – Vol. 295. – P. 300-379. **9.** *Kragelsky I. V.* Tribology – Lubrication, Friction, and Wear // *Alisin Professional Engineering Publishing.* – 2001. – R. 521-529. **10.** *Childs T. C.* The persistence of asperities in indentation experiments – *Wear*, 1973. – Vol. 25. – P. 3-11. **11.** *Mikic B. B.* Analytical studies of contact of nominally flat surfaces and effect of previous loading // *Journal of Lubrication Technology.* – 1971. – Vol. 93. – P. 451-459. **12.** *Rabotnov Ju .N.* Mehanika deformiruемого твердого tela. – М.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1988. – 712 s. **13.** *Djuvo G., Lions Zh.-L.* Neravenstva v mehanike i fizike. – М.: Nauka, 1980. – 383 s. **14.** *Glovinski R.* Chislennoe issledovanie variacionnyh neravenstv / R. Glovinski, Zh. L. Lions, R. Tremoler. – М.: Mir, 1979 – 574s. **15.** *Kravchuk A. S.* K zadache Gerca dlja linejno- i nelinejno-uprugih tel konechnyh razmerov // *Prikladnaja matematika i mehanika.* – Том 41. – 1977. s. 329-337. **16.** *Kalker J. J.* Variational principles of contact elastostatics. – *J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – Vol. 20. – 199 p. **17.** *Skripchenko N. B., Tkachuk N. N., Tkachuk N. A., Muhin D. S.* Analiz kontaktnogo vzaimodejstvija gladkih i sherohovatyh tel metodom granichnyh jelementov // *NTU «HPI». Serija: Problemi mehanichnogo privodu* –2013 – № 41. – S. 129-138.

Надійшла (received) 01.04.2014

РЕФЕРАТ

УДК 629.113-592.5

Вибір методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі при робочому гальмуванні / А. І. Бондаренко, Д. М. Халін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 3 – 6. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі проведено порівняльний аналіз результатів, одержаних унаслідок математичного моделювання робочого гальмування автомобіля КрАЗ-6510, які відтворюють зміну тиску, часу наповнення / спорожнення ємкостей пневматичного гальмівного приводу (математичні моделі склалися методами Метлюка М. Ф. та Герц О. В.). Сформульовані рекомендації відносно вибору методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі при робочому гальмуванні.

Ключові слова: пневматичний гальмівний привід, процес гальмування, Метлюка М. Ф., Герц О. В., наповнення, спорожнення.

УДК 623.438.2

Оцінка підвищення рівня захищеності автомобілів багатоцільового призначення / В. В. Костюк, П. А. Русило, А. М. Калінін, Р. Г. Будяну, Ю. В. Варванець // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 7 – 15. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проведено аналіз бойового використання автомобілів багатоцільового призначення у локальних конфліктах останніх десятиріч. Його результати свідчать про низьку захищеність автомобілів від ураження стрілецькою зброєю, а також осколками фугасів та мін. Основним завданням стає збереження особового складу в умовах застосування протитанкових засобів ближнього бою, іншої легкої зброї, під час раптових нападів із засідок, вогню противника з флангу або тилу, широкому застосуванні мінно-вибухових загороджень тощо. А це можливе за умови застосування автомобілів багатоцільового призначення з підвищеним рівнем захисту від засобів ураження. Розв'язується проблема, яка полягає в досягненні такого рівня захищеності, який би дозволив не втратити рухомість та їхню працездатність під час ураження вогневидами засобами противника. Проведений аналіз загальносвітових тенденцій розвитку захищеності автомобілів багатоцільового призначення. Дана оцінка підвищення рівня захищеності автомобілів ГАЗ-66 і УАЗ-452Д.

Ключові слова: автомобілі багатоцільового призначення, захищеність, локальний броньований захист, аналіз бойового використання, локальні конфлікти, засоби ураження, рухомість, навісний локальний броньований захист, броньований екран, армійський автомобіль.

УДК 629.4: 539.3

Аналіз конструкцій залізничних вагонів і методів їх розрахунку на міцність / М. О. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 16 – 22. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статті розглянуто існуючі типи залізничних вагонів та їх класифікації залежно від призначення. Проаналізовано основні вузли конструкцій вагонів, загальні для всіх типів. Акцент зроблено на функціях та умовах роботи цих вузлів. Також в статті мова йде про аналітичні методи розрахунку елементів конструкцій вагонів на міцність, які є основою для обґрунтування їх раціональних параметрів. Зроблено огляд нормативного документу, яким треба керуватися при розрахунку вагонів на міцність, при чому особливу увагу приділено розрахунковим режимам. Наведені теоретичні відомості про метод скінченних елементів, що рекомендується для оцінки напружено-деформованого стану елементів і вузлів вагона, зокрема, його розрахункові формули. Визначено найбільш актуальні задачі сучасної галузі вагонобудування, які будуть розв'язуватися надалі.

Ключові слова: пасажирський вагон, вантажний вагон, конструкція вагону, оцінка міцності, розрахункові режими, навантаження, метод скінченних елементів, розрахункове рівняння, напружено-деформований стан, допустимі напруження.

УДК 621.924

Вибір конструкції лінійного двигуна в складі силового привода системи нахилу кузовів швидкісних поїздів / Г. В. Кривякін, О. С. Редченко, С. Г. Шуманський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 23 – 29. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Робота присвячена вибору конструкції лінійного двигуна електромагнітного типу постійного струму, який використовується у якості силового привода системи нахилу кузовів швидкісних поїздів. Розглянуті можливі варіанти кінематичних схем механічної частини системи нахилу кузовів швидкісних поїздів, що відрізняються місцем приєднання силових приводів. Для кожного варіанту кінематичної схеми у якості силового привода запропоновані конструкції лінійного двигуна. Обґрунтовано вибір типу конструктивного виконання лінійних двигунів в залежності від варіанту їх установки у системі нахилу. Описані склад і принцип дії кожної із запропонованих конструкцій лінійного двигуна. Приведені їх тягові характеристики сумісно з навантажувальними характеристиками механізму нахилу кузова згідно розглянутих варіантів кінематичних схем. Проведений аналіз тягових характеристик запропонованих конструкцій лінійного двигуна.

Ключові слова: силовий привід, система примусового нахилу кузовів, швидкісні поїзди, навантажувальна характеристика, тягова характеристика, відцентрова сила інерції, кінематична схема, лінійний двигун електромагнітного типу постійного струму.

УДК 621.313

Вибір типу тягового електромеханічного перетворювача енергії для приміського електропоїзда / Б. Г. Любарський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 30 – 37. – Бібліогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

В даний час при розробці нового електрорухомого складу (ЕРС) постає питання про вибір концепції тягового електроприводу. У роботі розглядається методика вибору типу тягового електромеханічного перетворювача на основі комплексного критерію ефективності включає в себе витрату енергії електропоїзда, середня швидкість його руху і запропонованого показника ефективності - відношення енергії, що перетворено ЕРС з електричної енергії в механічну енергію сили тяги або гальмування до гранично можливої енергії, яку можливо реалізувати за умовами контакту колесо-рейка при максимально можливої швидкості руху на ділянці шляху. Визначено раціональні типи електромеханічних перетворювачів для приміського електропоїзда при різних швидкостях руху. Встановлено, що для максимальних швидкостей руху 50, 90, 120 і 140 км/год доцільно вибрати синхронний двигун зі збудженням від постійних магнітів, для решти розглянутих швидкостей руху, 60, 70, 80, 100 і 110 км / год, асинхронний тяговий двигун.

Ключові слова: критерій ефективності, електропоїзд, електромеханічний перетворювач енергії, криві руху поїзда, показник ефективності

УДК 629.114.026

Автоматизація структурно-параметричного синтезу планетарних коробок передач транспортних засобів / Д. О. Волонцевич, В. І. Сєриков, С. С. Пасічний // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 38 – 49. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статті запропонований алгоритм і програмний продукт, які дозволяють за заданими передаточними відношеннями в автоматизованому режимі синтезувати всі можливі структурні схеми планетарної коробки передач з двома ступенями свободи. Далі для всіх синтезованих структурних схем за допомогою хвильового алгоритму Лі перевіряється можливість конструктивної реалізації кінематичної схеми. Для тих схем, які реалізуються конструктивно, знаходяться всі основні кінематичні і силові характеристики. Це дозволяє не тільки задовольнити всім конструктивним обмеженням, а й обрати схему, яка має найкращі показники за обраними кількісними характеристиками якості.

Ключові слова: транспортні засоби, трансмісії, планетарні коробки передач, критерій якості трансмісії, кількісні критерії якості, структурно-параметричний синтез, алгоритм, передаточні відношення.

УДК 623.438:539.3

Проектно-технологічне забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин на основі дослідження міцностних характеристик корпусів / А. В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 50 – 56. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проектні дослідження корпусів легкоброньованих машин служать в якості необхідних і важливих етапів аналізу залежності їх міцнісних, жорсткісних і динамічних характеристик від тих чи інших змінних параметрів. Це робиться з метою обґрунтування таких значень цих параметрів, які забезпечать необхідні тактико-технічні характеристики проєктованих машин. Стаття містить результати чисельно-аналітичного дослідження міцнісних, жорсткісних і динамічних характеристик корпусів легкоброньованих машин. На прикладі корпусу бронетранспортера БТР-3Е продемонстрована застосовність лінеаризації відгуку цих характеристик на варіювання параметрів бронекорпусов. Наведені ілюстрації зміни власних частот і форм коливань корпусу.

Ключові слова: тактико-технічні характеристики, легкоброньована машина, міцнісні характеристики, чутливість, власні форми коливань, варійований параметр, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, розрахунково-аналітичний метод.

УДК 621.43.068.4

Оцінка впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля / О. М. Кондратенко, О. П. Строков, С. О. Вамболь // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 57 – 66. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проведено стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12, випускна система якого оснащена фільтром твердих частинок (ФТЧ), розробленим у відділі поршневих енергоустановок Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України (ІПМаш НАНУ). Отримано витратні характеристики ФТЧ дизеля шляхом прямих вимірювань. При аналізі результатів випробувань до них застосовано стандартизований підхід, що міститься у нормах токсичності ВГ автотранспортних засобів (АТЗ) Європейської Спільноти, які чинні і на території України та Російської Федерації. Також застосовано розроблену методику оцінки впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля на базі положень теорії ДВЗ.

Ключові слова: екологічна безпека, фільтр твердих частинок, двигуни внутрішнього згоряння, норми токсичності, гідравлічний опір, паливна економічність.

УДК 621.43.013.6

Знос паливних струменів в об'ємі камери згоряння тангенційним вихором робочого тіла згідно удосконаленої математичної моделі / А. П. Марченко, І. М. Карягін, В. В. Пильов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 67 – 71. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статті запропоновано удосконалення опису зносу паливних струменів тангенційним вихором робочого тіла в об'ємі камері згоряння дизеля у відомій моделі робочого процесу проф. М. Ф. Розлейцева. Воно дозволяє уточнити точки та кути контакту струменів зі стінкою камери згоряння, час їх розвитку, частину палива, що потрапила на стінку. Удосконалення полягає у врахуванні деформованості траєкторій вершин струменів та відносності швидкості робочого тіла до їх руху. Приведені результати моделювання зносу паливних струменів для дизеля 4ЧН12/14. Продemonстровано відмінність траєкторій струменів у нерухомій та пов'язаній із поршнем системах координат. Здійснено вимірювання слідів, утворених струменями на поверхні камери згоряння поршня. Виконано порівняння розрахункових та експериментальних даних.

Ключові слова: дизель, моделювання робочого процесу, вихор робочого тіла, деформація траєкторії паливного струменя, точка контакту струменя зі стінкою, перевірка моделі

УДК 621.433

Обґрунтування вибору моделі теплообміну в циліндрі стаціонарного газового двигуна 11ГД100М / А. П. Марченко, О. О. Осетров, С. С. Кравченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 72 – 82. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0666.

Виконано математичне моделювання процесу теплообміну в циліндрі стаціонарного газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливо-повітряних сумішей та якісним регулюванням потужності. При дослідженні теплообміну в циліндрі газового двигуна проаналізовані складові внутрішнього теплового балансу, що визначені за результатами експериментальних досліджень. Показано, що теплообмін в циліндрі двигуна 11ГД100М має відмінні риси у порівнянні з відомими бензиновими, газовими та дизельними двигунами. Проаналізовано відомі емпіричні і напівемпіричні моделі для визначення коефіцієнту тепловіддачі. За результатами аналізу внутрішнього теплового балансу обґрунтовано вибір моделі теплообміну для використання в газовому двигуні 11ГД100М. Показано, що для розрахунку тепловіддачі в досліджуваному двигуні найбільшу точність забезпечує використання математичних моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта.

Ключові слова: газовий двигун, форкамерно-факельне запалювання, внутрішній тепловий баланс, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі.

УДК 621.45.038

Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В. О. Пильов, О. М. Клименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 83 – 88. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Проаналізовано можливості підвищення ресурсної міцності поршня автотракторного дизеля на основі застосування систем автоматичного регулювання його теплового стану. Розглянуто керування тепловим станом поршня за рахунок регулювання витрати масла через масляну галерею. За керуючий параметр при цьому прийнято температуру поршня; при цьому інтенсифікація масляного охолодження поршня здійснюється при досягненні критичної величини температури в одній з критичних зон (зони кромки камери згоряння, масляної галереї та верхнього поршневого кільця). Отримано залежності температур критичних зон поршня від рівня форсування двигуна при варіюванні коефіцієнта тепловіддачі від стінки масляної галереї в масло. Оцінено ресурсну міцність поршня при багатоступеневому регулюванні його теплового стану в порівнянні з традиційним масляним охолодженням поршня.

Ключові слова: ресурсна міцність, галерейне масляне охолодження, коефіцієнт тепловіддачі, накопичені пошкодження, регулювання.

УДК 621.43.031

Проектування ПНВТ для акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля на базі паливного насоса двигуна 2ДТ / І. Г. Пожидаєв, А. О. Прохоренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 89 – 95. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0666.

З метою виконання жорстких вимог екологічності, яким повинен відповідати сучасний дизель вітчизняного виробництва, його необхідно оснастити акумуляторною паливною системою типу Common Rail. Однією з основних складових такої системи є паливний насос високого тиску, функція якого – нагнітання палива до гідроакумулятора для підтримки у останньому необхідного для кожного режиму роботи двигуна рівня тиску. У даній роботі представлено конструкцію паливного насоса високого тиску для акумуляторної системи типу Common Rail на базі паливного насоса вітчизняного виробництва дизеля 2ДТ. Вирішено задачу внести ряд конструкційних доопрацювань до існуючого насоса, що зробить раціональним його застосування у складі акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля та дозволить зменшити механічні втрати на привід паливного насоса. Наведено спосіб керування електронним регулятором (виконавчим механізмом) спроектованого паливного насоса високого тиску.

Ключові слова: паливний насос високого тиску, акумуляторна паливна система, дизель, регулятор, широтно-імпульсна модуляція.

УДК 621.43.016

Оцінка жорсткості тарілки клапана автотракторного дизеля в безмоторному експерименті / О.В. Триньов, О.М. Куліш, О.П. Могильний // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 96 – 104. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Робота спрямована на підвищення точності та достовірності моделювання теплонапруженості стану деталей клапанного вузла форсованих автотракторних дизелів з використанням кінцево елементної вузлової математичної моделі. Важливу роль у формуванні напружено-деформованого стану клапана в умовах експлуатації грає механічна складова від сил тиску газів в циліндрі ДВЗ. Коректне завдання граничних умов задачі механіки, вибір схеми закріплення деталі дозволяють оцінити реальний розподіл складових напружено-деформованого стану, намітити шляхи його поліпшення. Одним з таких шляхів може стати раціональний вибір конструктивного параметра – жорсткості тарілки клапана. Підвищення жорсткості тарілки клапана, як показали проведені дослідження, істотно підвищує моторесурс клапана і його надійність.

Ключові слова: моделювання, теплонапружений стан, клапан, клапанний вузол, математична модель, напружено-деформований стан, граничні умови, жорсткість тарілки клапана, безмоторний експеримент, статичне навантаження.

УДК 539.3

Експериментальне дослідження системи пластин, зєднаних болтовим кріпленням / О. О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 105 – 111. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Дана робота присвячується експериментальному дослідженню системи пластин, зєднаних між собою болтовим кріпленням. Особливістю даного експерименту є врахування попереднього затягування болтового зєднання і врахування зазору між болтом і внутрішньою поверхнею отвору, а також визначення теоретичної та експериментальної залежності зсувної сили від поперечного зусилля і характеру поведінки зрушень пластин відносно один одного. Представлене дослідження складається з двох етапів. Першим етапом є створення експериментальної установки та підготовка системи пластин. Другий етап включає в себе проведення поетапного навантаження системи пластин різними масами вантажів і фіксація отриманих результатів у вигляді поперечних переміщень. Експериментальне дослідження дає основу для встановлення більш точної відповідності між досліджуваними параметрами і властивостями досліджуваного об'єкта.

Ключові слова: експеримент, силос, система пластин, болтове кріплення, сила затягування, зазор, машинобудівна конструкція, коефіцієнт тертя, навантаження, зсув, контактуюча поверхня, деформація.

УДК 539.3

Напружено-деформований стан паяних корпусів гідроциліндрів / О. В. Веретельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 112 – 123. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

У даній роботі представлені результати дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що містять матеріали, які різко відрізняються за властивостями, таких як паяні корпуси силових гідроциліндрів. Дослідження проводилися за допомогою методу скінченних елементів. За підсумками проведених досліджень було показано, наскільки довжина зєднувального шва і використання різних матеріалів як припою впливає на напружено-деформований стан всього корпусу гідроциліндра також було проведено порівняння величин напружень і переміщень досліджуваних моделей паяних корпусів силових гідроциліндрів в двовірній і тривірній постановках.

Ключові слова: напружено-деформований стан, паяний корпус силового гідроциліндра, скінчено-елементна модель, метод скінченних елементів, футеровочний шар, зєднувальний шов, двовірний і тривірний моделі.

УДК621.9.06-52

Про надійність транспортних систем автоматизованих формувальних ліній вагонного литва / В. В. Діордійчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 124 – 131. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Широке поширення у вітчизняній і зарубіжній практиці виготовлення вагонного лиття отримали автоматизовані формувальні лінії, в яких транспортна система виконана з паллет. При цьому сама транспортна система є комбінованою і складається з окремих ділянок, по яких опоки, напівформи і ливарні форми разом з палетами переміщуються по рейковому шляху, по рольгангу і по трансбордеру. У статті розглянуто та проаналізовано недоліки конструкції окремих вузлів палети, яка складає основу транспортної системи автоматизованих формувальних ліній, що застосовуються у світовій практиці. Розроблено удосконалення зазначених вузлів, які захищені чотирма патентами України і забезпечують необхідну надійність і довговічність в експлуатації автоматизованих формувальних ліній.

Ключові слова: палета, автоматизована формувальна лінія, литво, міцність, транспортний візок, навантаження, рама, ребро, вагонне литво, ливарна форма.

УДК 531.8

Комплексний аналіз геометричних параметрів технологічного ланцюжка механізмів і розробка заходів щодо усунення виявлених неузгодженостей / В. І. Сєриков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 132 – 137. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

У зв'язку з проектуванням нового механізму конструктора створили його модель в програмі AUTOCAD. Розробники представили набір деталей з яких повинен складатися механізм. Для перевірки його працездатності за різними критеріями необхідно було формалізувати і встановити зв'язки між деталями, що описано в постановці завдання. Досвід проектування подібних механізмів показує, що найбільш частою причиною поломок і непрацездатності таких механізмів стають геометричні параметри окремих механізмів. У статті обгрунтований і описаний комплексний аналіз геометричних параметрів технологічного ланцюжка механізмів. У процесі аналізу результатів виявлені конструкційні параметри, які можуть привести до втрати працездатності окремих механізмів комплексу. Розроблено заходи з усунення виявлених неузгодженостей

Ключові слова: механізм, SolidWorks, кінематична ланцюг, аналіз кінематики, дослідження зачеплення, двухзвенник, повзун, конструкційні параметри, контакт по зовнішній кромці, моделювання складних механічних систем

УДК 539.3

Лінеаризація функції відклику міцностних і динамічних характеристик тонкостінних конструкцій на зміну товщини / М. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, Ю. В. Костенко, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 138 – 154. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Велика кількість великогабаритних тонкостінних високонавантажених машин, призначених для тривалих термінів експлуатації, в процесі роботи піддаються стоншенням силових елементів внаслідок зносу. Таким чином, в ході проектних досліджень з метою забезпечення конструкційної міцності цих машин необхідне багатоваріантне дослідження напружено-деформованого стану. У статті поставлена та розв'язана задача забезпечення конструкційної міцності тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій з урахуванням зміни товщини у процесі експлуатації, викликаній зокрема впливом корозійного зносу. Задача встановлена у вигляді визначення чутливості характеристик тонкостінної конструкції до зміни первинної товщини її елементів. Із застосуванням апарату теорії збудження встановлені лінійні тенденції зміни компонент напружено-деформованого стану, а також зміна власних частот коливань при малому варіюванні товщин елементів конструкції.

Ключові слова: функція відгуку, міцнісні і динамічні характеристики, тонкостінні конструкції, чутливість, метод скінченних елементів, лінеаризація, реперні рішення, функція Релея, стоншення, метод скінченних елементів.

УДК 539.3

Контакт складнопрофільних тіл: зв'язане завдання аналізу напружено-деформованого стану і геометричного синтезу / М. М. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, М. А. Ткачук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 155 – 169. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0066.

Багато машинобудівних конструкцій містять елементи, основне функціональне призначення яких - передача значних експлуатаційних зусиль і рухів між окремими тілами. Це опори обертання і ковзання, підшипники, зубчасті колеса, напрямні колонки штампів, кулачки, колінчасті вали, гідрооб'ємні передачі, механізми перекочування і нахилу, катки, приводні колеса ланцюгових приводів і гусеничних рушіїв. При проектуванні таких конструкцій, відповідно, виникають дві послідовних задачі, що пов'язані логікою і послідовністю проектно-дослідних робіт: геометричний синтез поверхонь цих деталей і аналіз напружено-деформованого стану утворених складнопрофільних тіл з урахуванням контактної взаємодії. У статті описані постановка та підходи до розв'язання задач аналізу контактної взаємодії складнопрофільних тіл. Дискретизація здійснюється методом граничних елементів. На основі єдиної системи розв'язальних рівнянь поставлена обернена задача синтезу геометричної форми поверхонь контактуючих тіл, що забезпечують розподіл контактної тиску.

Ключові слова: контактна взаємодія, метод граничних елементів, метод граничних інтегральних рівнянь, шорсткість, контактний тиск, геометричний синтез, метод граничних елементів, складнопрофільне тіло, кінематично генерована поверхонь, принцип Калькера, варіаційна нерівність.

РЕФЕРАТ

УДК 629.113-592.5

Выбор метода для описания переходных процессов в пневматическом тормозном приводе при рабочем торможении / А. И. Бондаренко, Д. Н. Халин // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 3 – 6. – Библиогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе проведен сравнительный анализ результатов, полученных в результате математического моделирования рабочего торможения автомобиля КрАЗ-6510, которые воспроизводят изменение давления, время наполнения / опорожнения емкостей пневматического тормозного привода (математические модели составлялись методом Метлюка Н. Ф. и Герц Е. В.). Сформулированы рекомендации относительно выбора метода для описания переходных процессов в пневматическом тормозном приводе при рабочем торможении.

Ключевые слова: пневматический тормозной привод, процесс торможения, Метлюк Н. Ф., Герц Е. В., наполнение, опорожнение.

УДК 623.438.2

Оценка повышения уровня защищенности автомобилей многоцелевого назначения / В. В. Костюк, П. А. Русилю, А. М. Калинин, Р. Г. Будяну, Ю. В. Варванец // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 7 – 15. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проведен анализ боевого использования автомобилей многоцелевого назначения в локальных конфликтах последних десятилетий. Его результаты свидетельствуют о низкой защищенности автомобилей от поражения стрелковым оружием, а также осколками фугасов и мин. Основной задачей становится сохранение личного состава в условиях применения противотанковых средств ближнего боя, другой легкой оружия, при внезапных нападениях из засад, огня противника с фланга или тыла, широком применении минно -взрывных заграждений и т.п. А это возможно при условии применения автомобилей многоцелевого назначения с повышенным уровнем защиты от средств поражения. Решается проблема, которая заключается в достижении такого уровня защищенности, который бы позволил не потерять подвижность и их работоспособность при поражения огневыми средствами противника. Проведенный анализ общемировых тенденций развития защищенности автомобилей многоцелевого назначения. Данная оценка повышения уровня защищенности автомобилей ГАЗ-66 и УАЗ-452Д.

Ключевые слова: автомобили многоцелевого назначения, защищенность, локальный бронированную защиту, анализ боевого использования, локальные конфликты, средства поражения, подвижность, навесной локальный бронированную защиту, бронированный экран, армейский автомобиль.

УДК 629.4: 539.3

Анализ конструкций железнодорожных вагонов и методов их расчета на прочность / М. А. Бондаренко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 16 – 22. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статье рассмотрены существующие типы железнодорожных вагонов и их классификации в зависимости от назначения. Проанализированы основные узлы конструкций вагонов, общие для всех типов. Акцент сделан на функциях и условиях работы этих узлов. Также в статье речь идет об аналитических методах расчета элементов конструкций вагонов на прочность, которые являются основой для обоснования их рациональных параметров. Проведен обзор нормативного документа, которым надо руководствоваться при расчете вагонов на прочность, причем особое внимание уделено расчетным режимам. Приведены теоретические сведения о методе конечных элементов, который рекомендуется для оценки напряженно-деформированного состояния элементов и узлов вагона, в частности, его расчетные формулы. Определены наиболее актуальные задачи современной отрасли вагоностроения, которые будут решаться в дальнейшем.

Ключевые слова: пассажирский вагон, грузовой вагон, конструкция вагона, оценка прочности, расчетные режимы, нагрузки, метод конечных элементов, расчетное уравнение, напряженно-деформированное состояние, допускаемые напряжения.

УДК 621.924

Выбор конструкции линейного двигателя в составе силового привода системы наклона кузовов скоростных поездов / Г. В. Кривякин, Е. С. Редченко, С. Г. Шуманский // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 23 – 29. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Работа посвящена выбору конструкций линейного двигателя электромагнитного типа постоянного тока, используемого в качестве силового привода системы наклона кузовов скоростных поездов. Рассмотрены возможные варианты кинематических схем механической части системы наклона кузовов скоростных поездов, отличающиеся местом присоединения силовых приводов. Для каждого варианта кинематической схемы в качестве силового привода предложены конструкции линейного двигателя. Обоснован выбор типа конструктивного исполнения линейных двигателей в зависимости от варианта их установки в системе наклона. Описаны устройство и принцип действия каждой из предложенных конструкций линейного двигателя. Приведены их тяговые характеристики совместно с нагрузочными характеристиками механизма наклона кузова согласно рассмотренных вариантов кинематических схем. Проведен анализ тяговых характеристик предложенных конструкций линейного двигателя.

Ключевые слова: силовой привод, система принудительного наклона кузова, скоростные поезда, нагрузочная характеристика, тяговая характеристика, центробежная сила инерции, кинематическая схема, линейный двигатель электромагнитного типа постоянного тока.

УДК 621.313

Выбор типа тягового электромеханического преобразователя энергии для пригородного электропоезда / Б. Г. Любарский // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 30 – 37. – Библиогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

В настоящее время при разработке нового электроподвижного состава (ЭПС) встает вопрос о выборе концепции тягового электропривода. В работе рассматривается методика выбора типа тягового электромеханического преобразователя на основе комплексного критерия эффективности включающего в себя расход энергии электропоезда, средняя скорость его движения и предложенного показателя эффективности – отношение энергии, преобразованной ЭПС из электрической энергии в механическую энергию силы тяги или торможения к предельно возможной энергии, которую можно реализовать по условиям контакта колесо-рельс при максимально возможной скорости движения на участке пути. Определены рациональные типы электромеханических преобразователей для пригородного электропоезда при различных скоростях движения. Установлено, что для максимальных скоростей движения 50, 90, 120 и 140 км/ч целесообразно выбрать синхронный двигатель с возбуждением постоянных магнитов, для остальных рассматриваемых скоростей движения, 60, 70, 80, 100 и 110 км/ч, асинхронный тяговый двигатель.

Ключевые слова: критерий эффективности, электропоезд, электромеханический преобразователь энергии, кривые движения поезда, показатель эффективности.

УДК 629.114.026

Автоматизация структурно-параметрического синтеза планетарных коробок передач транспортных средств / Д. О. Волонцевич, В. И. Сериков, С. С. Пасечный // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 38 – 49. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статье предложен алгоритм и программный продукт, которые позволяют по заданным передаточным отношениям в автоматизированном режиме синтезировать все возможные структурные схемы планетарной коробки передач с двумя степенями свободы. Далее для всех синтезированных структурных схем с помощью волнового алгоритма Ли проверяется возможность конструктивной реализации кинематической схемы. Для тех схем, которые реализуются конструктивно, определяются все основные кинематические и силовые характеристики. Это позволяет не только удовлетворить всем конструктивным ограничениям, а и выбрать схему, имеющую наилучшие показатели по выбранным количественным характеристикам качества.

Ключевые слова: транспортные средства, трансмиссии, планетарные коробки передач, критерий качества трансмиссии, количественный критерий качества, структурно-параметрический синтез, алгоритм, передаточные отношения.

УДК 623.438:539.3

Проектно-технологическое обеспечение тактико-технических характеристик легкобронированных машин на основе исследования прочностных характеристик корпусов / А. В. Литвиненко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 50 – 56. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проектные исследования корпусов легкобронированных машин служат в качестве необходимых и важных этапов анализа зависимости их прочностных, жесткостных и динамических характеристик от тех или иных варьируемых параметров. Это делается с целью обоснования таких значений этих параметров, которые обеспечат требуемые тактико-технические характеристики проектируемых машин. Статья содержит результаты численно-аналитического исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик корпусов легкобронированных машин. На примере корпуса бронетранспортера БТР-3Е продемонстрирована применимость линеаризации отклика этих характеристик на варьирование параметров бронекорпусов. Приведены иллюстрации изменения собственных частот и форм колебаний корпуса.

Ключевые слова: тактико-технические характеристики, легкобронированная машина, прочностные характеристики, чувствительность, собственные формы колебаний, варьируемый параметр, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, расчетно-аналитический метод.

УДК 621.43.068.4

Оценка влияния гидравлического сопротивления ФТЧ на топливную экономичность дизеля / А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, С. А. Вамболь // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 57 – 66. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Проведены стендовые испытания автотракторного дизеля 2Ч10,5/12, выпускная система которого оснащена фильтром твердых частиц (ФТЧ), разработанным в отделе поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины (ИПМаш НАНУ). Получены расходные характеристики ФТЧ дизеля путем прямых измерений. При анализе результатов испытаний к ним применены стандартизованные подходы, содержащиеся в нормах токсичности ОГ автотранспортных средств (АТС) Европейского Союза, которые действительны и на территории Украины и Российской Федерации. Также использована разработанная методика оценки влияния гидравлического сопротивления ФТЧ на топливную экономичность дизеля на базе положений теории ДВС.

Ключевые слова: экологическая безопасность, фильтр твердых частиц, двигатели внутреннего сгорания, нормы токсичности, гидравлическое сопротивление, топливная экономичность.

УДК 621.43.013.6

Износ топливных струй в объеме камеры сгорания тангенциальным вихрем рабочего тела согласно усовершенствованной математической модели / А. П. Марченко, И. М. Карягин, В. В. Пилев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 67 – 71. – Библиогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

В статье предложено усовершенствование описания сноса топливных струй тангенциальным вихрем рабочего тела в объеме камеры сгорания дизеля в известной модели рабочего процесса проф. Н. Ф. Разлейцева. Модель позволяет уточнить точки и углы контакта струй со стенкой, время их развития, часть топлива, попавшую на стенку камеры сгорания. Для этого были учтены деформация траекторий вершин струй и относительность скоростей рабочего тела и топлива. Приведены результаты моделирования движения и сноса топливных струй дизеля 4ЧН12/14. Продемонстрировано отличие траекторий топливных струй в неподвижной и связанной с поршнем системах координат. Осуществлено измерение следов, образованных струями на поверхности камеры сгорания поршня. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: дизель, моделирование рабочего процесса, вихрь рабочего тела, деформация траектории топливной струи, точка контакта струи со стенкой, проверка модели

УДК 621.433

Обоснование выбора модели теплообмена в цилиндре стационарного газового двигателя / А. П. Марченко, А. А. Осетров, С. С. Кравченко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 72 – 82. – Библиогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Выполнено математическое моделирование процесса теплообмена в цилиндре стационарного газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием обедненных топливоздушных смесей и качественным регулированием мощности. При исследовании теплообмена в цилиндре газового двигателя проанализированы составляющие внутреннего теплового баланса, полученные экспериментальными исследованиями. Показано, что теплообмен в цилиндре двигателя 11ГД100М имеет отличительные особенности по сравнению с известными бензиновыми, газовыми и дизельными двигателями. Проанализированы известные эмпирические и полуэмпирические модели для определения коэффициента теплоотдачи. По результатам анализа внутреннего теплового баланса обоснован выбор модели теплообмена для использования в газовом двигателе 11ГД100М. Показано, что для расчета теплоотдачи в исследуемом двигателе наибольшую точность расчета обеспечивает использование математических моделей В. Аннанда и Г.Б. Розенблита.

Ключевые слова: газовый двигатель, форкамерно-факельное зажигание, внутренний тепловой баланс, теплообмен, коэффициент теплоотдачи.

УДК 621.45.038

Предварительная оценка резервов повышения ресурсной прочности поршня при использовании систем автоматического регулирования его масляного охлаждения / В. А. Пильов, А. Н. Клименко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 83 – 88. – Библиогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Проанализированы возможности повышения ресурсной прочности поршня автотракторного дизеля на основе применения систем автоматического регулирования его теплового состояния. Рассмотрено управление тепловым состоянием поршня за счет регулирования затрат масла через масляную галерею. В качестве управляющего параметра при этом принята температура поршня; при этом интенсификация масляного охлаждения поршня осуществляется при достижении критической величины температуры в одной из критических зон (зоны кромки камеры сгорания, масляной галереи и верхнего поршневого кольца). Получена зависимость температур критических зон поршня от уровня форсирования двигателя при варьировании коэффициента теплоотдачи от стенки масляной галереи в масло. Оценена ресурсная прочность поршня при многостепенном регулировании его теплового состояния по сравнению с традиционным масляным охлаждением поршня.

Ключевые слова: ресурсная прочность, галерейное масляное охлаждение, коэффициент теплоотдачи, накопленные повреждения, регулирование.

УДК 621.43.031

Проектирование ТНВД для аккумуляторной топливной системы малолитражного дизеля на базе топливного насоса двигателя 2ДТ / И. Г. Пожидаев, А. А. Прохоренко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 89 – 95. – Библиогр. : 10 назв. – ISSN 2079-0066.

С целью выполнения жестких требований экологичности, которым должен соответствовать современный дизель отечественного производства, его необходимо оснастить аккумуляторной топливной системой типа Common Rail. Одной из основных составляющих такой системы является топливный насос высокого давления, функция которого - нагнетание топлива в гидроаккумулятор для поддержания в последнем необходимого для каждого режима работы двигателя уровня давления. В данной работе представлена конструкция топливного насоса высокого давления для аккумуляторной системы типа Common Rail на базе топливного насоса отечественного производства дизеля 2ДТ. Решена задача внесения ряда конструктивных доработок к существующему насосу, которые сделают рациональным его применения в составе аккумуляторной топливной системы малолитражного дизеля и позволят уменьшить механические потери на привод топливного насоса. Приведен способ управления электронным регулятором (исполнительным механизмом) спроектированного топливного насоса высокого давления.

Ключевые слова: топливный насос высокого давления, аккумуляторная топливная система, дизель, регулятор, широтно-импульсная модуляция.

УДК 621.43.016

Оценка жесткости тарелки клапана автотракторного дизеля в безмоторном эксперименте / О.В. Тринев, О.М. Кулиш, О.П. Могильный // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 96 – 104. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Работа направлена на повышение точности и достоверности моделирования теплонапряженного состояния деталей клапанного узла форсированных автотракторных дизелей с использованием конечноэлементной узловой математической модели. Важную роль в формировании напряженно-деформированного состояния клапана в условиях эксплуатации играет механическая составляющая от сил давления газов в цилиндре ДВС. Корректное задание граничных условий задачи механики, выбор схемы закрепления детали позволяют оценить реальное распределение составляющих напряженно-деформированного состояния, наметить пути его улучшения. Одним из таких путей может стать рациональный выбор конструктивного параметра – жесткости тарелки клапана. Повышение жесткости тарелки клапана, как показали проведенные исследования, существенно повышает моторесурс клапана и его надежность.

Ключевые слова: моделирование, теплонапряженное состояние, клапан, клапанный узел, математическая модель, напряженно-деформированное состояние, граничные условия, жесткость тарелки клапана, безмоторный эксперимент, статическая нагрузка.

УДК 539.3

Экспериментальное исследование системы пластин, соединенных болтовым крепежом / А. А. Атрошенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 105 – 111. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Данная работа посвящается экспериментальному исследованию системы пластин, соединенных между собой болтовым крепежом. Особенностью данного эксперимента является учет предварительной затяжки болтового соединения и учет зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия, а также определение теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы от поперечного усилия и характера поведения сдвигов пластин относительно друг друга. Представленное исследование состоит из двух этапов. Первым этапом является сборка экспериментальной установки и подготовка системы пластин. Вторым этапом включает в себя проведение поэтапного нагружения системы пластин различными массами грузов и фиксация полученных результатов в виде поперечных перемещений. Экспериментальное исследование дает основу для установления более точного соответствия между изучаемыми параметрами и свойствами исследуемого объекта.

Ключевые слова: эксперимент, силос, система пластин, болтовой крепеж, сила затяжки, зазор, машиностроительная конструкция, коэффициент трения, нагрузка, сдвиг, контактирующая поверхность, деформация.

УДК 539.3

Напряженно-деформированное состояние паяных корпусов гидроцилиндров / О. В. Веретельник // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 112 – 123. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В данной работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, содержащие материалы с резко различающимися свойствами, таких как паяные корпуса силовых гидроцилиндров. Исследования проводились с помощью метода конечных элементов. По итогам проведенных исследований было показано, на сколько длина соединительного шва и использование различных материалов в качестве припоя влияет на напряженно-деформированное состояние всего корпуса гидроцилиндра. Также было проведено сравнение величин напряжений и перемещений исследуемых моделей паяных корпусов силовых гидроцилиндров в двухмерной и трехмерной постановках.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, паяный корпус силового гидроцилиндра, конечно-элементная модель, метод конечных элементов, футеровочный слой, соединительный шов, двухмерная и трехмерная модели.

УДК621.9.06-52

О надежности транспортных систем автоматизированных формовочных линий вагонного литья / В. В. Диордийчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 124 – 131. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Широкое распространение в отечественной и зарубежной практике изготовления вагонного литья получили автоматизированные формовочные линии, в которых транспортная система выполнена из паллет. При этом сама транспортная система является комбинированной и состоит из отдельных участков, по которым опоки, полуформы и литейные формы вместе с паллетами перемещаются по рельсовому пути, по рольгангу и по трансбордеру. В статье рассмотрены и проанализированы недостатки конструкции отдельных узлов паллеты, составляющей основу транспортной системы автоматизированных формовочных линий, применяемых в мировой практике. Разработаны усовершенствования указанных узлов, защищенные четырьмя патентами Украины и обеспечивающие требуемую надежность и долговечность в эксплуатации автоматизированных формовочных линий.

Ключевые слова: паллета, автоматизированная формовочная линия, литье, прочность, транспортная тележка, нагрузка, рама, ребро, вагонное литье, литейная форма.

УДК 531.8

Комплексный анализ геометрических параметров технологической цепочки механизмов и разработка мероприятий по устранению обнаруженных несогласованностей / В.И.Сериков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 132 – 137. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В связи с проектированием нового механизма конструктора создали его модель в программе AUTOCAD. Разработчики представили набор деталей из которых должен состоять механизм. Для проверки его работоспособности по разным критериям необходимо было формализовать и установить связи между деталями, что описано в постановке задачи. Опыт проектирования подобных механизмов показывает, что наиболее частой причиной поломок и неработоспособности таких механизмов становятся геометрические параметры отдельных механизмов. В статье обоснован и описан комплексный анализ геометрических параметров технологической цепочки механизмов. В процессе анализа результатов выявлены конструкционные параметры, которые могут привести к потере работоспособности отдельных механизмов комплекса. Разработаны мероприятия по устранению обнаруженных несогласованностей.

Ключевые слова: механизм, SolidWorks, кинематическая цепь, анализ кинематики, исследование зацепления, двухзвенник, ползун, конструкционные параметры, контакт по внешней кромке, моделирование сложных механических систем

УДК 539.3.

Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкций на изменение толщины / Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, Ю. В. Костенко, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 138 – 154. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Большое количество крупногабаритных тонкостенных высоконагруженных машин, предназначенных для длительных сроков эксплуатации, в процессе работы подвергаются утонению силовых элементов вследствие износа. Таким образом, в ходе проектных исследований с целью обеспечения конструкционной прочности этих машин необходимо многовариантное исследование напряженно-деформированного состояния. В работе поставлена и решена задача обеспечения конструкционной прочности тонкостенных элементов машиностроительных конструкций с учетом изменения толщины в процессе эксплуатации, в частности, вызванной воздействием коррозионного износа. Задача поставлена в виде определения чувствительности характеристик тонкостенной конструкции к изменению первоначальной толщины ее элементов. С привлечением аппарата теории возмущений установлены линейные тенденции изменения компонент напряженно-деформированного состояния, а также изменения собственных частот колебаний при малом варьировании толщинами элементов конструкции.

Ключевые слова: функция отклика, прочностные и динамические характеристики, тонкостенные конструкции, чувствительность, метод конечных элементов, линеаризация, реперное решение, функция Рэлея, утонение, метод конечных элементов

УДК 539.3

Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза / Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, Н. А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 14 (1057). – С. 155 – 169. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0066.

Многие машиностроительные конструкции содержат элементы, основное функциональное предназначение которых – передача значительных эксплуатационных усилий и движений между отдельными телами. Это опоры вращения и скольжения, подшипники, зубчатые колеса, направляющие колонки штампов, кулачки, коленчатые валы, гидрообъемные передачи, механизмы перекачивания и наклона, катки, приводные колеса цепных приводов и гусеничных движителей. При проектировании таких конструкций, соответственно, возникают две последовательные задачи, связанные логикой и последовательностью проектно-исследовательских работ: геометрический синтез поверхностей этих деталей и анализ напряженно-деформированного состояния образуемых сложнопрофильных тел с учетом контактного взаимодействия. В статье описаны постановка и подходы к решению задач анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Дискретизация осуществляется методом граничных элементов. На основе единой системы разрешающих уравнений поставлена обратная задача синтеза геометрической формы поверхностей контактирующих тел, обеспечивающих распределений контактных давлений.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, метод граничных интегральных уравнений, метод граничных элементов, шероховатость, контактное давление, геометрический синтез, сложнопрофильное тело, кинематически генерируемая поверхность, принцип Калькера, вариационное неравенство.

ABSTRACT

Choice of method for description of transitional processes in a pneumatic brake drive at the working braking / A. I. Bondarenko, D. N. Halin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 3 – 6. – Bibliogr. : 11. – ISSN 2079-0066.

The comparative analysis of the results got as a result of mathematical design of the working braking of car is conducted in work KrAZ-6510, which reproduce the change of pressure, time of filling / emptying of capacities of pneumatic brake drive (mathematical models were made the method of Metlyk N. F. and Hertz E. V.). Three variants of chart of pneumatic brake drive are considered in work: pneumatic brake faucet is modulator of pressure is accelerating valve is brake chamber, pneumatic brake faucet is modulator of pressure is brake chamber, pneumatic brake faucet is accelerating valve is modulator of pressure is brake chamber. Recommendations are formulated in relation to the choice of method for description of transitional processes in a pneumatic brake drive at the working braking.

Keywords: pneumatic brake drive, process of braking, Metlyk N. F., Hertz E. V., filling, emptying.

Estimation of increase of level of protected of cars of the multi-purpose setting / V. V. Kostyuk, P. A. Rusylo, A. M. Kalinin, R.G. Budyanu, Y. V. Varvanets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 7 – 15. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

The analysis of combat vehicles, multi-purpose use in local conflicts of the last decades. The results indicate a low level of protection against electric cars in small arms and shrapnel roadside bombs and mines. The main task is the preservation of personnel in terms of the use of anti-tank weapons, melee attacks, other light weapons during a surprise attack from ambush, enemy fire from the flank or rear, the wide application of mine-explosive obstacles and so on. This is possible only with the use of multi-purpose vehicles with a high level of protection against weapons. Solved the problem, which is to achieve a level of security that would allow not to lose mobility and their performance during the defeat of the enemy firepower. The analysis of global trends in the security of multi-purpose vehicles. The estimation of improving security GAZ-66 and UAZ-452D.

Keywords: cars, multi-purpose, security, local armored protection, analysis of combat use, local conflicts, mass destruction, mobility, local mounted armored protection Armored screen army vehicle.

Analysis of railway wagons design and their strength calculating methods / M. O. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 16 – 22. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

In this article the existing types of railcars and their classification depending on the destination were considered. The main components of railcars structures that are common to all types were analyzed. Emphasis is placed on the functions and working conditions of these components. Also in the article focuses on the analytical methods of calculation on the strength of structural elements of railcars that are the basis for the rational justification for their parameters. Provides an overview of the standard-setting instrument, which should be guided by the calculation of the strength of the railcars, with particular attention paid to design mode. Theoretical information on the finite element method, which is recommended to evaluate the stress-strain state of the elements and components of the railcars, in particular, its calculation formula is provided. The most actual problems of contemporary railcar industry which will be resolved in the further were defined.

Keywords: passenger wagon, freight wagon, railcars design, strength assessment, analysis modes, loads, finite element method, estimated equation, stress-strain state, allowable stress.

Selection of linear motor construction consisting of high-speed trains tilting system actuator / G. Krivyakin, E. Redchenko, S. Shumanskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 23 – 29. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

The work is devoted the selection of construction of linear motor of electromagnetic type of direct-current, in-use as a power drive of the system of inclination of baskets of speed trains. The possible variants of kinematics charts of mechanical part of the system of inclination of baskets of speed trains, different a place joinings of power drives, are considered. For every variant of kinematics chart as a power drive the constructions of linear engine are offered. A type selection structural execution of linear engines is grounded depending on the variant of their setting in the system of inclination. Their hauling descriptions are resulted jointly with loadings descriptions of mechanism of inclination of basket in obedience to the considered variants of kinematics charts. The analysis of hauling descriptions of the offered constructions of linear engine is conducted.

Keywords: power drive, system of the forced inclination of basket, speed trains, loading description, hauling description, centrifugal force of inertia, kinematics chart, linear engine of electromagnetic type of direct-current, linear engine of bidirectional action.

Select type of electric traction for energy converter commuter trains / B. G. Lyubarsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 30 – 37. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

B is currently in the development of new electric rolling stock (ERS) raises the question of choosing the concept of traction drive. In this paper the method of selecting the type of traction electromechanical transducer on the basis of systematic criteria for including the electric power consumption, the average speed of its movement and the proposed indicator of efficiency - the ratio of energy converted ERS of electrical energy into mechanical energy traction or braking to the maximum possible energy which can be implemented under the terms of wheel-rail contact at the highest possible speed on the section of the route.

Defined rational types of electromechanical transducers for commuter trains at different speeds. Found that for maximum speeds 50, 90, 120 and 140 km / h is advisable to choose a synchronous motor with permanent magnet excitation for other considered speeds, 60, 70, 80 , 100 and 110 km / h , asynchronous traction motor.

Keywords: efficiency criteria, train, electromechanical energy converter, the curves of the train, the performance indicator.

Automation of structural and parametrical synthesis of planetary boxes of transfers for vehicles / D. O. Volontsevich, V. I. Serikov, S. S. Pasechniy // // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 38 – 49. – Bibliogr. : 12. – ISSN 2079-0066.

In article the algorithm and the software product which allow on the set transfer relations in the automated mode is offered to synthesize all possible block diagrams of a planetary transmission with two degrees of freedom. Further for all synthesized block diagrams by means of Lis wave algorithm possibility of constructive implementation of the kinematic scheme is checked. For those schemes which are realized structurally, all main kinematic and power characteristics are defined. It allows not only to satisfy with everything to constructive restrictions, and to choose the scheme having the best indicators on chosen quantitative characteristics of quality.

Keywords: vehicles, transmissions, planetary transmissions, criterion of quality of transmission, quantitative criterion of quality, structural and parametrical synthesis, algorithm, transfer relations.

Project-technological providing of performance characteristics descriptions of lightly armored vehicles on the basis of research of strength descriptions of corps / A. V. Litvinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 50 – 56. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Design researches of light armored vehicles corps serve as a necessary and important steps in the analysis according to their strength, stiffness and dynamic characteristics of those or other variable parameters. This is done in order to support such values of these parameters, which will provide the required performance characteristics designed machines. This article contains results of numerical and analytical study of strength, stiffness and dynamic characteristics of lightly armored vehicles hulls. On example of BTR-3E hull the applicability of response linearization for these characteristics is demonstrated on variation of hulls parameters. Illustrations show changes of eigenfrequencies and eigenmodes of the hull.

Keywords: performance characteristics, lightly armored vehicles, strength characteristics, sensitivity, eigenmodes, variable parameter, the finite element method, the stress-strain state, the computational and analytical method.

Estimation of influence of hydraulic resistance of DPF on the fuel efficiency of diesel engine / O. M. Kondratenko, O. P. Strokov, S. O. Vambol // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 57 – 66. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Bench tests of the vehicle diesel engine 2Ch10.5/12 with particulate matter filter (DPF) in its exhaust system was provide. The DPF was designed in the Piston plants dept. of the A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine (IPMash of NAS of Ukraine). Achieved the flow characteristics of the DPF by direct measurements. When the results of tests was analyzing applied the standardized approaches which contained in exhaust emissions standards for vehicles of the European Union which are valid in Ukraine and Russian Federation. Also used the developed method of assess of influence of hydraulic resistance of DPF on fuel efficiency of diesel engine which based on provisions of the Theory of internal combustion engines. Data for evaluation of the working parameters of the diesel engine, parameters of the toxicity of its exhaust gases and of efficiency indicators of the DPF are obtained by linear regression describing of the data that characterize the work of diesel on the following characteristics: the outside speed, load with rotational speed of the diesel crankshaft of mode with the maximum torque, load with rotational speed of the diesel crankshaft of mode with maximum power, the characteristic of idling.

Key words: environmental safety, particulate matter filter, internal combustion engines, emission standards, hydraulic resistance, fuel efficiency.

Fuel spray drift in a diesel combustion chamber volume over air charge tangential swirl according to refined mathematical model / A. P. Marchenko, I. M. Karyagin, V. V. Pylyov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transportation machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 67 – 71. – Bibliogr. : 12 – ISSN 2079-0066

A refinement of the mathematical model of fuel spray drift over tangential cylinder charge swirl in a diesel combustion chamber volume in M. F. Rozleycev diesel work process model is proposed in the paper. It allows for the points and angles of spray contact with the combustion chamber wall, time of their propagation and the part of fuel evaporated from the wall surface to be found more precisely. This refinement supposes considering spray front trajectory deformation and relativity of air flow and spray motion speed. Spray drift simulation results for four-stroke vehicle diesel are presented. The difference of spray trajectories in fixed and connected with the piston coordinate systems is demonstrated. Measurement of carbon deposit spray marks formed on the combustion chamber surface is performed. Results of simulation are compared with experimental data.

Keywords: diesel, work process simulation, cylinder charge swirl, fuel spray trajectory deformation, spray and wall point of contact, model verification

Rationale for the selection model of heat transfer in the cylinder of a stationary gas engine 11GD100M / A. P. Marchenko, A. A. Osetrov, S. S. Kravchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 72 – 82. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0666.

The mathematical modeling of heat transfer in the cylinder of a stationary gas engine prechamber-touch ignition lean fuel-air mixtures and quality power regulation was performed. In the study of heat transfer in the cylinder gas engine components analyzed internal heat balance obtained by experimental studies. It is shown that heat transfer in the cylinder 11GD100M has distinctive features compared to the known petrol and diesel engines. The known empirical and semi-empirical models to determine the heat transfer coefficient was analyzed. According to the analysis of the internal heat balance chosen are heat transfer model for use in a gas engine 11GD100M. It is shown that for the calculation of heat transfer in the test engine provides the most accurate calculation of the use of mathematical models and V. Annand G. Rosenblit.

Keywords: gas engine, prechamber-torch ignition, internal heat balance, heat transfer, heat transfer coefficient.

Preliminary assessment of increasing of piston resource strength reserves when using the automatic control systems of its oil cooling / V.O. Pylov, O.M. Klymenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 14 (1057). – C. 83 – 88. – P. Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Possibilities of resource strength diesel piston through the application of automatic control systems of its thermal state were analyzed. Piston heat state management by regulating of oil consumption through the oil gallery are considered. Piston temperature is accepted as control parameter. Intensification of piston oil cooling is carried out at temperatures reaching the critical value in one of the critical areas (zones of combustion chamber edge, oil gallery and the upper piston ring). The dependences of the piston critical zone temperature from the engine forcing by varying the heat transfer coefficient from the wall of an oil gallery in oil are obtained. Evaluation of the piston resource strength by multistage regulation in of its thermal state compared to traditional oil-cooled piston is executed.

Keywords: resource strength, gallery oil cooling, heat transfer coefficient, the accumulated damage, regulation.

Design of injection pump assembly for storage of diesel fuel system subcompact based on the fuel pump motor 2DT / I.G. Pozhidaev, A. O. Prohorenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 89 – 95. – Bibliogr. : 10. – ISSN 2079-0666.

In order to meet stringent requirements of environmental compatibility, which should correspond to modern diesel domestic production, it must be equipped with common rail system like Common Rail.

One of the main components of such a system is the high pressure fuel pump, the function of which - the injection of fuel in the accumulator to maintain the latter required for each engine operating condition the pressure level. This paper presents the design of high pressure fuel pump to the battery system type CR fuel pump on the basis of domestic production of diesel 2DT. Solved the problem of making a number of structural improvements to the existing pump that will make its rational use in the common rail system subcompact diesel and will reduce mechanical losses on the fuel pump drive. Is a method of controlling an electronic controller (actuator) designed high pressure fuel pump.

Key words: high pressure fuel pump, fuel system battery, diesel, rotary, pulse-width modulation.

Evaluation of plate stiffness valve diesel tractor in motorless experiment / O. V. Trynov, O. M. Kulish, A. P. Mogilnyi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 96 – 104. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

The work is aimed at improving the accuracy and reliability of the simulation of thermal stress state of the valve assembly of parts forced automotive diesel engines using finite element node mathematical model. Important role in the formation of the stress-strain state of a valve in operation plays a mechanical component from the forces of gas pressure in the cylinder of the engine. Correct assignment of boundary conditions of the problem of mechanics, choose a fixation details allow us to estimate the actual distribution of the components of the stress- strain state, identify ways to improve it. One of these ways can be a rational choice of design parameter - the rigidity of the valve plate. The increased rigidity of the valve plate, as shown by studies, significantly increases the service life of the valve and its reliability.

Keywords: modeling of thermal stress condition, the valve, the valve assembly, the mathematical model, the stress-deformation state, boundary conditions, the stiffness of the valve disc, unpowered experiment static load.

Experimental contact analysis of system of plates joined with bolt joint / A. A. Atroshenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 105 – 111. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

This work is dedicated to the experimental investigation of plates interconnected by bolted fixings. Feature of this experiment is the account pre-tightening bolting and accounting gap between the bolt and the inner surface of the hole and theoretical and experimental determination of shear strength depending on the transverse force and changes the behavior of the plates relative to each other. The present research consists of two steps. The first step is to build the experimental setup and preparation of the plates. The second stage involves performing a phased loading plate system different masses of goods and fixation of the results obtained in the form of transverse displacements. Experimental study provides a basis for establishing a more exact match between the studied parameters and properties of the object.

Keywords: experiment, silage, plate system, bolt fasteners, tightening force, the gap, design engineering, friction coefficient, load, shift, contacting surface, deformation.

Tensely-deformed state of the soldered corps of hydraulic power cylinder / O. V. Veretelnik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 112 –123. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

In various industries meet parts and elements of different designs, the study of the stress-strain state is reduced to the solution of a plane or axisymmetric problem the theory of elasticity. One of these objects can be investigated cylinder housing, which have been used and is one of the important components of hydraulic actuators in machines and mechanisms.

The paper presents the results of a study of stress-strain state of structural elements, including materials with very different properties, such as solder body cylinders. Studies were carried out using the finite element method. As a result of studies have shown how much the length of the connecting seam and the use of different materials as solder affects the stress-strain state of the whole body of the hydraulic cylinder. Also, a comparison of indicators stresses and displacements investigated models soldered enclosure power cylinders in two-dimensional and three-dimensional performances.

Keywords: stress-strain state, housing brazed hydraulic power cylinder, finite element model, finite element method, lining layer, connecting seam, two-dimensional and three-dimensional models

About reliability of the transporting systems of the automated formovochnykh lines of the carriage casting / V. V. Diordiychuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 124 – 131. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Widespread in domestic and foreign practice the making of car casting received automated molding lines, in which the transport system is made from pallets. At the same time conveying system is combined and consists of individual sites, where flasks, mold parts and casting mold together with pallets move along the rail track, on the roller table and traversing crane. The paper describes and analyzes shortcomings of some units of pallet which form a basis for transport system of automated molding lines used in world practice. Improvements of these units are developed and protected by four patents of Ukraine. They provide required durability and reliability in operation of automated molding lines.

Keywords: pallet, automated molding lines, foundry, strength, transport vehicle, the frame, edge car casting, casting mold.

Complex analysis of geometrical parameters of technological chainlet of mechanisms and development of measures on the removal of found out inconsistencies / V. I. Serikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 132 – 137. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

In connection with the design of a new mechanism designer created his model program AUTOCAD. Developers have submitted a set of parts of which shall consist mechanism. To test its performance on different criteria needed to formalize and establish connections between the parts, as described in the problem statement. Experience in designing such mechanisms shows that the most common cause of damage and malfunction of these mechanisms are geometric parameters of the individual mechanisms. The article describes a justified and comprehensive analysis of the geometric parameters of the technological chain mechanisms. In analyzing the results revealed structural parameters that can lead to loss of efficiency of the complex mechanisms separate. Measures have been developed to eliminate the detected inconsistencies

Keywords: mechanism, SolidWorks, kinematic chain, kinematics analysis, studies of engagement dvuhzvennik, slider design parameters, the contact on the outer edge, the simulation of complex mechanical systems.

Linearization of function of response of strength and dynamic characteristics of the thin-walled constructions on the change of thickness / N. A. Tkachuk, A. V. Lytvynenko, Y. V. Kostenko, A. Y. Tanchenko, A. V. Grabovskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 138 – 154. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Large number of large heavy-walled machines for long periods of operation, in the process undergo thinning power components due to wear. Thus, during the design studies to ensure structural integrity of these machines must multivariate study of the stress-strain state. The problem for ensuring the structural strength of thin-walled engineering structures components taking into account thickness change during service was solved. Thickness change could be caused by corrosion, in particular. The problem was posed in form of sensitivity determination for the thin-walled structures elements thickness change. It is done with the help of the theory of perturbations, which is used for stress-strained state components and natural frequencies linear trends determination with the small variation of the thickness of the structure.

Keywords: response function, strength and dynamic characteristics, thin-walled constructions, sensitivity, finite element method, linearization, defining solutions, Rayleighs function, thinning, finite element method.

Contact of the complex bodies.: linked task of analysis of the tensely-deformed state and geometrical synthesis / N. N. Tkachyk, N. B. Skripchenko, N.A. Tkachyk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 14 (1057). – P. 155 – 169. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0066.

Many engineering structures contain elements which the main functional purpose is to transfer significant operational efforts and movements between separate bodies. It is rotation and sliding bearings, gears, gear wheels, columns of stamps, cams, crankshafts, hydrostatic transmission, roll and tilt mechanisms, rollers, drive

wheels of chain drives tracks. When designing such structures, respectively, there are two consecutive tasks associated by logic and sequence of design research: geometrical synthesis of the surfaces of these details and analysis of the stress-strain state complex bodies with contact interaction. The statement and approaches to solving problems of complex bodies contact interaction analysis were described. The discretization is performed by the boundary element method. On the basis of a unified system of resolving equations the inverse problem of synthesis of the geometric shapes of the contacting bodies was formulated.

Keywords: contact interaction, the boundary element method, the boundary integral equations method, roughness, contact pressure, geometrical synthesis, the complex body, the kinetically generated surface, Kalkers principle, variation inequality.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

Бондаренко А. І., Халін Д. М. Вибір методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі при робочому гальмуванні.....	3
Костюк В. В., Русилов П. А., Калінін А. М., Будяну Р. Г., Варванець Ю. В. Оцінка підвищення рівня захищеності автомобілів багатоцільового призначення.....	7

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Бондаренко М. О. Аналіз конструкцій залізничних вагонів і методів їх розрахунку на міцність.....	16
Кривякин Г. В., Редченко Е. С., Шуманский С. Г. Выбор конструкции линейного двигателя в составе силового привода системы наклона кузовов скоростных поездов.....	23
Любарский Б. Г. Выбор типа тягового электромеханического преобразователя энергии для пригородного электропоезда.....	30

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Волонцевич Д. О., Сєриков В. І., Пасічний С. С. Автоматизація структурно-параметричного синтезу планетарних коробок передач транспортних засобів.....	38
Литвиненко А. В. Проектно-технологическое обеспечение тактико-технических характеристик легкобронированных машин на основе исследования прочностных характеристик корпусов.....	50

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

Кондратенко О. М., Строков О. П., Вамболь С. О. Оцінка впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля.....	57
Марченко А. П., Карягін І. М., Пильов В. В. Знос паливних струменів в об'ємі камери згоряння тангенційним вихором робочого тіла згідно удосконаленої математичної моделі	67
Марченко А. П., Осетров О. О., Кравченко С. С. Обґрунтування вибору моделі теплообміну в циліндрі стаціонарного газового двигуна 11ГД100М...	72
Пильов В. О., Клименко О. М. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження.....	83

Пожидаєв І. Г., Прохоренко А. О. Проектування ПНВТ для акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля на базі паливного насоса двигуна 2ДТ.....	89
Триньов О. В., Куліш О. М., Могильний О. П. Оцінка жорсткості тарілки клапана автотракторного дизеля в безмоторному експерименті.....	96

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Атрошенко А. А. Экспериментальное исследование системы пластин, соединенных болтовым крепежом	105
Веретельник О. В. Напряженно-деформированное состояние паяных корпусов гидроцилиндров.....	112
Диордийчук В. В. О надежности транспортных систем автоматизированных формовочных линий вагонного литья	124
Серигов В. И. Комплексный анализ геометрических параметров технологической цепочки механизмов и разработка мероприятий по устранению обнаруженных несогласованностей.....	132
Ткачук Н. А., Литвиненко А. В., Костенко Ю. В., Танченко А. Ю., Грабовский А. В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины.....	138
Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Ткачук Н. А. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза.....	155
Реферати	170

[illegible]

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 14 (1057)

Науковий редактор канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057)-707-63-81, (057)-707-67-62; e-mail: anatoliybon@rambler.ru

Обл.-вид № 62-14.

Підп. до друку 18.04.2014 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,2.
Наклад 300 пр. Зам. № 34. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Відруковано у видавництві «Федорко».
Харків, вул. Сумська, 4, оф.135,
тел.: (057)-758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.